



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

PEKKA MUURINEN

KIERROSNOPEUSSÄÄTÖISEN POLTTOMOOTTORIKÄYTTÖI-
SEN KORKEAPAINEPESURIN SUUNNITTELU

Diplomityö

Tarkastaja: professori Kari Koskinen
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Automaatio-, kone- ja materiaalitek-
niikan tiedekunnan tiedekuntaneu-
voston kokouksessa 7.12.2011.

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Konetekniikan koulutusohjelma

MUURINEN, PEKKA: Kierrosnopeussäätöisen polttomoottorikäyttöisen korkeapainepesurin suunnittelu

Diplomityö, 71 sivua

Toukokuu 2012

Pääaine: Hydraulikka ja automatiikka, hydrauliteknikka

Tarkastaja: professori Kari Koskinen

Avainsanat: Korkeapainepesuri, kierrosnopeussäätö, energiansäästö, polttomoottoripesuri, konedirektiivi

Nykyinen öljyn hinnan kehitys, ympäristönäkökulmien huomioon ottaminen sekä vaatimukset komponenttien elinkaaren suhteen ovat aiheuttaneet tilanteen, jossa yritys voi hankkia kilpailuetua kehittämällä energiatehokkaita sekä pidemmällä huoltoväleillä toimivia tuoteratkaisuja.

Työ jakaantuu kuuteen osaan. Ensimmäisessä osiossa kerrotaan työn alkutilanteesta sekä lähtökohdista, joista työtä alettiin tehdä. Tämän työn tavoitteena oli kehittää dieselmoottoria voimanlähteenään käyttävä korkeapainepesuri, joka pitää pesulinjassa vaikiopainetta riippumatta siitä, kuinka monta henkilöä pesuria samanaikaisesti käyttää. Toisena osana olevassa teoriaosuudessa esitetään korkeapainepesurin suunnittelun taustalla olevaa teoriaa sekä työssä suunniteltavien kierrosnopeussäätötekniikoiden teoriaa. Kierrosnopeussäätötekniikoita työssä esitellään kolme kappaletta, joista kaksi on uusia tekniikoita.

Kolmannessa eli työn soveltavassa osuudessa käydään läpi työssä suunniteltavaa koneikkoa. Osiossa suunnitellaan korkeapainepesuri jossa käytetään teoriaosuudessa esitellyä kierrosnopeussäätötekniikkaa. Työssä on oma osuutensa EU:n konedirektiivin vaatimusten selvittämiseksi, jonka toteutumista esitellään neljännessä kappaleessa.

Viidennessä osuudessa esitellään työn ohessa kehitettyä korkeapainepesureiden mitoitusohjelmistoa sekä sen osaksi kehitettyä CAD-kirjastoa. Kuudennessa osuudessa tarkastellaan työssä tehdyn korkeapainepesurin käyttökustannuksia verrattuna aikaisempiin malleihin.

Työssä kehitettiin kaksi uudenlaista tapaa suorittaa dieselmoottorin kierrossäätö. Toinen tavoista on korkeapainepesureille, jossa on voimanlähteenä mekaanisella ruiskutuksella varustettu dieselmoottori, ja toinen yhteispaineruiskutuksella varustetuille dieselmootto-reille. Molemmat tekniikat ovat käyttökelpoisia, mutta näistä jälkimmäistä käytetään tulevaisuudessa todennäköisesti enemmän johtuen nykyisistä kiristyneistä päästömääräyksistä.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Mechanical Engineering

MUURINEN, PEKKA: Desing of internal combustion engine powered high pressure washer with speed control

Master of Science Thesis, 71 pages

May 2012

Major: Hydraulics and Automation

Examiner: Professor Kari Koskinen

Keywords: High pressure washer, speed control, energy conservation, internal combustion powered high pressure washer, machinery directive

Current oil price developments, environmental issues and increased requirements for component lifespan have led to a situation in which companies can aquire a competitive advantage by developing more energy-efficient solutions and units with a longer lifespan.

The work is divided into six parts. The first section describes the situation in the beginning of the project. The goal of this diplom thesis is to develop an internal combustion engine powered high-pressure washer that keeps constant pressure in the high pressure line regardless of how many people use the line simultaneously. The second part is where the theory behind the designing of the high pressure washer is laid down. In this thesis there are three engine speed control techniques which are presented in second part.

In the third section we go through the designing of the high pressure washer with speed control. The objective of the fourth section is to reflect upon the EU machine directive and evaluate its demands on the design of high pressure washers.

The fifth section introduces the Finfinet Oy high pressure washer design program and its CAD-library which were both created as a part of this work. The sixth section focuses on the operation costs of the newly-developed washer compared to previous models.

This thesis develops two new ways to run the diesel engine speed control. The first technique is for engines with mechanical injection and the second is for engines that have a commonrail injection system. Both techniques are useful but the latter is more likely to be more common in the future due to the strict nature of current emission regulations.

ALKUSANAT

Tämä työ on tehty Finfinet Oy:lle vakityön ohessa. Ennen työn aloittamista olin ollut kaksi aikaisempaa kesää yrityksen palveluksessa sekä työskennellyt opiskelujen ohessa osa-aikaisena työntekijänä. Työnkuvaani on kuulunut korkeapainepumppujen myynti, koneikkojen suunnittelu, tuotekehitys sekä käyttöohjeiden kirjoittaminen. Aikaisempaa kokemusta polttomoottoreiden kierrosnopeussäätötekniikoista olin saanut painekompensoidun kierrossäätimen suunnitteluprojektin kautta. Diplomityö syvensi tietämystäni erityisesti polttomoottorien ohjauksen toteutuksesta sekä laajensi näkemystäni tuotekehityksestä.

Haluan kiittää koko Finfinet Oy:n henkilökuntaa, toimitusjohtajaa Sauli Kärkkäistä, sekä kaikkia työntekijöitä: Sami Sepposta, Joni Laihoa, Eini Paanasta, Sirkka-Liisa Kalliomäkeä, Slava Värästä sekä Jarno Viitasta tuesta ja neuvoista. Haluan myös kiittää Finfinet Oy:n omistajia Tuomo Kiveä ja Anne Martiskaista työn mahdollistamisesta. Työn oikoluvusta kiitän Juho Kangasniemeä. Erityiskiitos menee työn tarkastajalle professori Kari.T. Koskiselle.

Lopuksi haluan kiittää perhettäni ja sukulaisiani tuesta opintojeni aikana.

Tampereella 7. toukokuuta 2012

Pekka Muurinen

SISÄLLYS

Abstract	ii
Termit ja niiden määritelmät	vi
1 Johdanto	1
1.1 Työn tausta ja tavoitteet	1
1.2 Työn kulku ja rajausta	2
1.3 Suunnittelun lähtötilanne sekä tekniset tavoitteet	3
2 Korkeapainepesurin suunnittelun perusteet	6
2.1 Korkeapainepesurin toiminta	7
2.2 Korkeapainepesurin komponentit	8
2.2.1 Suuttimen valinta korkeapainepesuriin	9
2.2.2 Korkeapainepesureiden tehonlähteenä käytettävien moottoreiden mitoitus	12
2.2.3 Staattori- ja rivimäntäpumpun valintaan vaikuttavat tekijät	14
2.2.4 Vapaakiertoventtiilin toiminta	18
2.2.5 Paineakun mitoitus korkeapainepesuriin	20
2.2.6 Suodatusasteen valinta korkeapainepesurissa	23
2.2.7 Veden kuumennusyksikön rakenne ja mitoitus	23
2.2.8 Korkeapainepesurin virtaushäviöt	25
2.3 Polttomoottorikäyttöisen korkeapainepesurin kierrosnopeussäädön menetelmät	27
2.3.1 Painekompensoitu kierroslukusäätö	28
2.3.2 Sähkömekaaninen servosäätö	30
2.3.3 Dieselmoottorin elektroninen kierrossäätö yhteispaineruiskutusmoottoreissa	32
2.4 Konedirektiivin vaatimukset korkeapainepesurille	34
2.4.1 Konedirektiivin toteuttavat kansalliset standardit	35
2.4.2 Koneen valmistajan tehtävät ennen CE-merkinnän kiinnittämistä	36
3 Työssä suunniteltavan korkeapainepesurin mitoitus	37
3.1 Suunniteltavan järjestelmän rakenne	37
3.2 Pumpun valinta	39
3.3 Dieselmoottorin mitoitus ja valinta	40
3.4 Kierrossäädön ja automatiikan suunnittelu	46
3.5 Runkopedin rakenteen suunnittelu	48
3.6 Veden kuumennusyksiköiden toteutus	50
4 Konedirektiivin vaatimusten toteuttaminen	52
4.1 Riskien kartoitus	52
4.1.1 Korkeapaineisen neste- tai kaasusuihkun vaara	53
4.1.2 Sähköstä johtuvat vaarat	54
4.1.3 Lämpötilasta johtuvat vaaratekijät	54
4.1.4 Puuttuvista tai väärin sijoituista turvalaitteista tai toimenpiteistä aiheutuvat vaaratekijät	54

4.2	Huollon suunnittelu	55
4.2.1	Huoltosuunnitelmaan vaikuttavat tekijät	55
4.2.2	Huoltosuunnitelman kohteet	57
5	Käyttökustannusten määrittely ja vertailu	59
5.1	Käyttökustannusten laskenta	59
5.2	Uuden ja vanhan tekniikan käyttökustannusten vertailu	60
6	Korkeapainepesureiden mitoitusohjelma ja cad-kirjasto	63
6.1	Mitoitusohjelman käyttö	63
6.2	Korkeapainepesurien CAD-piirustusten kirjasto	66
7	Yhteenveto	68
	Lähteet	70

TERMIT JA NIIDEN MÄÄRITELMÄT

CAD	Tietokoneavusteinen suunnittelu (Computer Aided Design).
CAN	Ajoneuvoissa sekä teollisuudessa yleisesti käytetty automaatioväylä (Controller Area Network).
CE-merkintä	Euroopan unionin talousalueella käytettävä merkintä, jolla osoitetaan, että tuote täyttää EU:n konedirektiivin sille asettamat vaatimukset (Conformité Européene).
ECU	Polttomoottorin laitteita ohjaava prosessori (Electronic Control Unit).
EU	Euroopan unioni. Eurooppalaisten jäsenvaltioiden muodostama taloudellinen ja poliittinen liitto.
Hallintapaneeli	Dieselmoottorin toimintoja ohjaava ohjelmoitava elektroninen käyttöpaneeli.
Konedirektiivi	Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2006/42/EY. Tunnetaan nimellä konedirektiivi.
Korkeapainepesuri	Koneikko, jossa syrjäytystilavuuspumpulla tuotettava tilavuusvirta ohjataan suuttimen lävitse tarkoituksena tuottaa vesisuihku.
Nopeuden säätöyksikkö	Servoaktuaattorin liikettä säättävä paneeli.
PID-säädin	Yleinen teollisuudessa käytettävä säädin (Proportional integral derivative).
Servoaktuaattori	Sähköinen proportionaaliservo. Käytetään moottorin kierrosnopeuden säätämiseen.
Vedenkuumennusyksikkö	Korkeapainepesurin ja suuttimen väliin lisättävä koneikko, jossa palamisreaktion avulla kuumennetaan yksikön läpi virtaava neste.
A	Suuttimen reiän pinta-ala, [m ³]
c	Ominaislämpökapasiteetti, [J/Kkg]
C	Polttoaineen kulutus, [l/h]
d	Halkaisija, [m]
D _H	Hydraulinen halkaisija, [m]
h _n	Polttoaineen kulutus kierrosnopeudella n, [l]
i	Mäntien lukumäärä
I	Suuttimen läpi purkautuvan nestesuihkun pintaan kohdistama impulssi, [kgm/s]
k	Isotermisen järjestelmän adiabaattivakio
K	Suuttimen läpi purkautuvan nestesuihkun pintaan kohdistaman impulssin kaavan korjauskerroin
l	Männän iskun pituus, [m]
l _{letku}	Letkun pituus, putken pituus, [m]

\dot{m}	Massavirta, [kg/s]
M	Momentti, [Nm]
n	Pyörimisnopeus, [r/s]
n_{\max}	Koneen suurin mahdollinen pyörimisnopeus, [r/s]
p	Paine, [N/m ²]
p_0	Paineakun kaasun esitäyttöpaine, [N/m ²]
p_1	Järjestelmän suurin paine käytön aikana, [N/m ²]
p_2	Pumpun tilavuusvirran vaihtelusta aiheutuvan painevärähtelyn minimiarvo, [N/m ²]
Δp	Paine-ero, [N/m ²]
$p.m.e$	Polttomoottorin palotilassa oleva keskimääräinen paine työiskun aikana, [N/m ²]
P	Teho, [W]
Q	Tilavuusvirta, [m ³ /s]
Q_D	Dieselin lämpöarvo, [W/kg]
Q_T	Lämpöteho, [W]
Q_{\max}	Järjestelmän suurin mahdollinen tuotto, [m ³ /s]
Q_{neste}	Nesteen tilavuusvirta, [m ³ /s]
Q_{vesi}	Veden tilavuusvirta, [m ³ /s]
Re	Reynoldsin luku
Re_{kr}	Kriittinen Reynoldsin luku
S	Pumpun hyötysuhdekerroin
S	Pumpun hyötysuhdekerroin
ΔT	Lämpötilan muutos, [K], [°C]
v	Nopeus, virtausnopeus, [m/s]
V	Paineakussa olevan nesteen tilavuus, [m ³]
V_0	Paineakun koko, [m ³]
V_1	Paineakussa olevan kaasun tilavuus minimikäyttöpaineessa, [m ³]
V_2	Paineakussa olevan kaasun tilavuus maksimikäyttöpaineessa, [m ³]
V_m	Polttomoottorin tilavuus, [m ³]
V_n	Kierrostilavuus, [m ³ /r]
V_{rad}	Radiaanikierrostilavuus, [m ³ /rad]
ΔV	Tilavuuden muutos, [m ³]
δ	Pumpun tuoton epätasaisuus
η_{hm}	Hydromekaaninen hyötysuhde
η_{kok}	Kokonaishyötysuhde.
η_{vol}	Volumetrinen hyötysuhde
λ	Virtauksen kitkakerroin
μ	Purkautumiskerroin
ν	Kinemaattinen viskositeetti, [m ² /s]

ρ	Tiheys, [kg/m ³]
ρ_{neste}	Nesteen tiheys, [kg/m ³]
ρ_{vesi}	Veden tiheys, [kg/m ³]
ω	Kulmanopeus, [rad/s]

1 JOHDANTO

Tässä kappaleessa esitellään työn taustalla olevia tavoitteita, pohjatietoja sekä työn kulua. Tavoitteena työssä oli kehittää toimiva ratkaisu polttomoottorikäyttöisen korkeapainepesurin tuoton suhteuttamisessa pesijöiden määrään. Korkeapainepesurilla tarkoitetaan tässä työssä konetta, jossa syrjäytystilavuuspumpulla tuotettava virtaus ohjataan suuttimen lävitse tarkoituksena tuottaa vesisuihku. Työssä ei täten käsitellä esimerkiksi keskipakopumpuilla toimivia pesureita tai vesitykkijärjestelmiä.

Markkinoilta ei ole vielä saatavilla vastaavaa ratkaisua, joten työ linkittyy osaksi Finfinet Oy:n strategiaa tarjota yksilöityjä korkeapainevesiratkaisuja asiakkaiden tarpeisiin. Johdannon lopussa esitetään suunniteltavan koneikon lähtöarvot.

1.1 Työn tausta ja tavoitteet

Polttomoottoripesureita tarvitaan yleisimmin julkisivu- tai viemärinavaustöihin, joten vaadittavat paineet ja litramäärät ovat normaalisti saavutettavissa 7–25 kW bensiinimoottoreilla. Myös pienet dieselmoottorikäyttöiset pesurit soveltuvat tähän kokoluokkaan, mutta niiden alkuinvestointi on suurempi. Tämän kokoluokan diesel- ja bensa-käyttöisien korkeapainepesureiden kokoonpanoa suorittaa muutama suomalainen yhtiö, ja niitä on myös saatavilla valmiina paketteina ulkomaalaisilta korkeapainepesurivalmistajilta. [1; 2]

Teholuokaltaan yli 30 kW olevat polttomoottorikäyttöiset korkeapainepesurit ovat tuotteita, joiden menekki Suomen mittakaavassa on rajallinen. Kuitenkin tietyt pesu- tai saneerauskohteet ovat tyypiltään sellaisia, joissa työn suorittamiseen tarvitaan suurempia litramääriä (40–200 l/min) sekä korkeampia paineita (500–3000 bar). Tällöin alkuinvestointi kohdistuu dieselmoottorikäyttöiseen korkeapainepesuriin jo pelkästään teholuokan sekä polttoainekustannuksien vuoksi. Dieselmoottoreiden teho on näissä tapauksissa normaalisti 25 kW kokoluokasta ylöspäin. Suomessa käytettävät yli 73 kW:n dieselkäyttöiset korkeapainepesurit ovat kokemuksen mukaan olleet joko Euroopasta tuotuja valmiita koneikkoja tai niin sanotusti omaan käyttöön tehtyjä korkeapainepesureita.

Polttomoottorikäyttöisissä korkeapainepesureissa ei yleisesti kiinnitetä suurta huomiota voimanlähteen taloudellisuuteen. Vedenkulutus ja huoltotoimenpiteet aiheuttavat normaalissa käytössä suurimmat kustannukset. Kuitenkin monilitraisissa dieselkoneissa hukatehon aiheuttamat kustannukset nousevat merkittäviksi, joten erilaiset energian-

säästötavat antavat korkeapainepesureita rankentavalle yritykselle kilpailuetua uusien tuotteiden markkinoinnissa. [3]

Sähkömoottoreilla varustetuissa korkeapainepesureissa on pitkään ollut käytössä taajuusmuuttajasäätö. Taajuusmuuttajasäädössä painelinjassa olevalla paineanturilla ohjataan taajuusmuuttajan kautta sähkömoottorin kierroslukua muuntamalla jännitettä suhteessa korkeapainelinjassa olevaan paineeseen. Tällöin saavutetaan tilanne, jossa painelinjassa voidaan ylläpitää vakiopaine riippumatta siitä, kuinka monta pesijää käyttää pesuria samaan aikaan. Havaitut hyödyt tällaisessa laitteen toiminnassa ovat seuraavat:

- Sen sijaan, että ylimääräinen vesi pumpattaisiin vapaakiertoventtiilin joustavastan pumpun imupuolelle, säästetään energiaa tuottamalla vain tarvittava määrä vettä hidastamalla pumpun pyörimisnopeutta.
- Pumpun vesi- ja öljytiivisteiden kestoikä kasvaa pumpun pienentyneen pyörimisnopeuden kautta [3].
- Vapaakiertoventtiilin kestoikä nousee pienentyneen kuormitusmäärän vuoksi [3].
- Moottorin ottoteho suhteutuu käyttäjien määrään.
- Sähkömoottori pysähtyy, kun pesu lopetetaan, ja alkaa pyöriä automaattisesti uudestaan, kun korkeapainepistooli avataan.

Polttomoottoripesureille ei ole otettu käyttöön vastaavaa tekniikkaa. Tämän työn lähtökohtana on kehittää uusi sähkömoottoreiden taajuusmuuttajasäätöä vastaava tekniikka polttomoottoripesureille.

1.2 Työn kulku ja rajaus

Toisen luvun alku käsittelee korkeapainepesurin komponenttien mitoituskeskittymistä yleisimpiin pääkomponentteihin. Komponenttien jälkeen kappaleessa esitellään erilaisia kierrossäädön toteutusvaihtoehtoja. Luvun viimeisessä osiossa esitetään, miten nykyinen EU:n konedirektiivi pitää ottaa huomioon korkeapainepesurin suunnittelussa. Konedirektiivi (2006/42/EY) sisältää Euroopan unionin alueella markkinoille saatettavia tai käyttöönotettavia koneita koskevat säädökset.

Luku kolme sisältää työn soveltavan osuuden, joka koostuu projektin suunnittelusta. Luvussa käydään järjestelmällisesti läpi mitoitusprosessi ja perustellaan tehtyjä komponenttivalintoja. Osiossa huomioidaan vain pääkomponentit, joista osaa käsitellään työn luonteen vuoksi yleisellä tasolla.

Neljännessä luvussa käydään läpi EU:n konedirektiivin vaatimuksia. Kappaleessa ei käydä läpi kaikkia direktiivin vaatimuksia, vaan keskitytään korkeapainepesurin vaatimuksiin sekä huollon suunnitteluun.

Viidennessä kappaleessa on laskettu uuden kierrossäätötekniikan tuomat säästöt käyttökustannuksissa. Kuudennessa kappaleessa esitellään työn ohessa kehitettyä mitoitusohjelmistoa. Mitoitusohjelmisto sisältää tiedostorakenteen, johon on sijoitettu piirto-ohjelmalla tehdyt kaaviot ja työkuvat. Kyseistä rakennetta kutsutaan työssä CAD-kirjastoksi, ja se käydään läpi mitoitusohjelmiston yhteydessä.

Suunnittelutyö on rajattu siten, että tarkoitus on tuottaa markkinoille valmis korkeapainepesurikokonaisuus. Työn ohessa kehitetään Excel-pohjainen mitoitusohjelma, jonka avulla saadaan jatkossa alkuarvoja vaihtamalla mitoitusdokumentti. Työ on rajoitettu vastaamaan seuraaviin tavoitteisiin:

- Tehdä selvitys eri ohjausvaihtoehdoista.
- Valita sopivin ohjaus- tai säätötekniikka.
- Suunnitella markkinoille tuotava kokonaisuus.
- Mitoittaa koneikko, siihen liitettävät osat sekä muut järjestelmät.
- Esittää valmis kierrossäätöratkaisu sekä sen kytkeytyminen muuhun järjestelmään.
- Suunnitella koneikko siten, että se täyttää konedirektiivin (2006/42/EY) vaatimukset, joihin kuuluu muun muassa riskien arviointi.
- Tehdä Excel-taulukko mitoituspohja korkeapainepesurille.
- Tarkastella, miten uudella tekniikalla varustetun koneikon energiankäyttö eroaa vanhalla tekniikalla toteutetusta ratkaisusta.

1.3 Suunnittelun lähtötilanne sekä tekniset tavoitteet

Työssä kehitettävän pesurin suunnittelun pohjana toimii aikaisemmin suunniteltu polttomoottoripesurin kokoonpano FF7540DH. Kyseinen koneikko on 55 kW dieselmoottorilla tehty 40 l/min ja 400 bar tuottava polttomoottorikorkeapainepesuri. Isoja rivimäntäpumppuja ei voida kytkeä suoraan polttomoottoriin, vaan niiden pyörimisnopeutta on pudotettava joko hihnavälityksellä, alennusvaihteella tai hydraulisella voimansiirrolla. Alustaratkaisu riippuu täysin siitä, mikä näistä ratkaisuista valitaan.

Kuvassa 1.1 esitetty FF7540DH on esimerkki siitä, mikä nykyinen täysin varusteltu polttomoottorikäyttöinen korkeapainepesuri on. Koneikossa on italialaisen Ivecon valmistama dieselmoottori, joka kytkettiin pumppuun kiinni alennusvaihteen ja vetokytkimen avulla. Moottorin ohjaus tapahtuu ComAp-mittariston avulla. Mittaristoon on ohjelmoitu mm. moottorin automaattinen sammuminen alhaisella polttoaineen määrällä tai alhaisella öljynpaineella. Pumppuna on saksalaisen Speckin valmistama rivimäntäpumppu P52/40-400MS, jonka painetta rajoitetaan vapaakiertoventtiilillä. Veden kuumennusyksiköllä oli oma runkonsa, johon korkeapainelinja yhdistettiin letkulla. Vedenlämmitysyksikössä on virtauskytkin, jonka sisällä oleva rele kytkeytyy päälle, kun kytkimen läpi tapahtuu virtausta. Vedenlämmittimen käynnistyy ainoastaan kun virtausta tapahtuu, mikä estää lämmittimen ylikuumentumisen.

Korkeapainepesurissa on 500 bar käyttöpaineeseen suunniteltu painekompensoitu kierrossäädin PM-500, joka alentaa moottorin kierroksia, kun pesupistooli on kiinni. Kierrossäädin toimii yhdessä vapaakiertoventtiilin kanssa, ja sen toimintaa esitellään tarkemmin luvussa 2.3.1.



Kuva 1.1. Polttomoottorikäyttöinen korkeapainepesuri FF7540DH.

Koneikkoon on vaihtoehtoisesti mahdollista sijoittaa hydraulitoiminen letkukela. Hydraulipumppu kiinnitetään dieselmootorin ohjaustehostimen liitäntään. Letkukelaan kiinnitettäisiin hydraulimoottori, jonka pyörimisnopeutta säädettäisiin kuristimella. Kela käynnistettäisiin avaamalla sulkuventtiili.

Työn alussa määritettiin työssä kehitettävälle korkeapainepesurille suunniteltavat ominaisuudet, joihin työssä pyritään. Diplomityössä kehitettävään korkeapainepesuriin suunnitellaan seuraavat tekniset ominaisuudet:

- Koneikon tulee pystyä säätämään pumpun pyörimisnopeutta suhteessa käyttäjien määrään. Kehitettävä järjestelmä pyrkii olemaan lähellä vakio painejärjestelmää.
- Pumpputehon tulee olla noin 100 kW luokkaa, ja siitä pitää saada riittävästi tuottoa vähintään kahdelle käyttäjälle.
- Korkeapainepesurissa on valittavissa vaihtoehtoinen käyttö siten, että koneikolla on vain yksi käyttäjä ja samalla pumppua pyöritetään sen suurimmalla mahdollisella pyörimisnopeudella.

Eräs diplomityön teettämisen lähtökohdista on valmiin tuotteen kaupallistettavuus. Työssä esitellään erilaisia tekniikoita kierrossäädön toteuttamiseen, mutta lopulliseen tuotteeseen valittava tekniikka pitää valita sen mukaan, mikä näistä tekniikoista on toteutuskelpoinen kaupallistettavuuden kannalta. Eräs suunnitteluun vaikuttava parametri on täten ratkaisun hinta.

2 KORKEAPAINEPESURIN SUNNITTELUN PERUSTEET

Korkeapainepesurin mitoitus tapahtuu samalla periaatteella kuin öljyhydraulisen järjestelmän mitoitus. Suunnittelu lähtee liikkeelle halutusta tilavuusvirrasta ja paineesta. Näiden parametrien kautta saadaan laskettua pumpun teho ja tätä kautta moottorin otto-teho. Muiden komponenttien, kuten venttiilien ja pesuvarusteiden valinta tapahtuu edellisten tietojen perusteella. Koska työssä on tarkoitus suunnitella polttomoottorikäyttöinen korkeapainepesuri, teoriaosuudessa on erikseen lyhyesti selvitty polttomoottorin mitoituksessa vastaantulevia seikkoja.

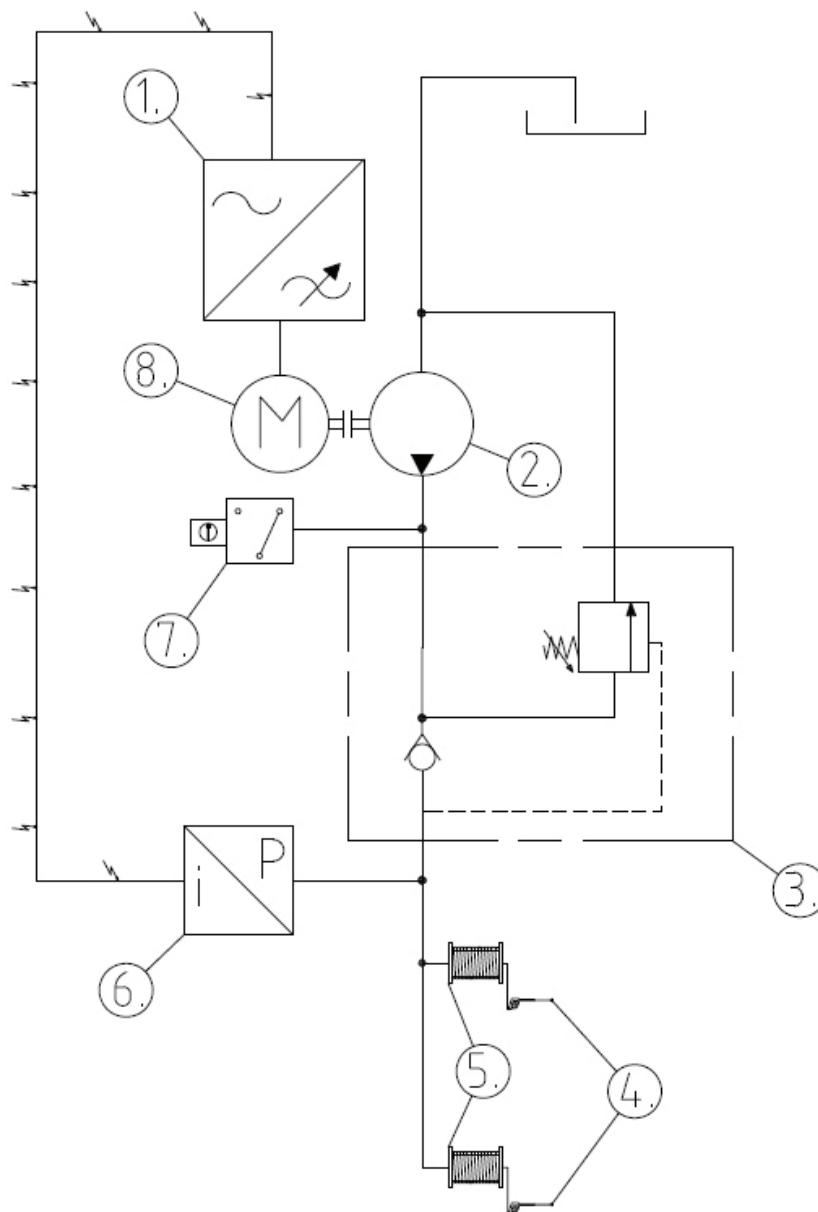
Korkeapainepesureiden merkittävimmät mitoituserot öljyhydrauliikkaan verrattuna koskevat komponenttien ominaisuuksia, kuten vapaakiertoventtiilin toimintaa sekä suuttimen koon vaikutusta tilavuusvirtaan ja paineeseen. Toisin kuin öljyjärjestelmässä, jossa kuorma määrää tarvittavan painetason ja liikenoisuus tuoton, korkeapainepesurissa korkeapainesuuttimen läpi pumpattava tilavuusvirran kuristuminen yhdessä vapaakiertoventtiilin ohivirtauksen kanssa määrittää järjestelmän paineen. Korkeapaineveden pumppaamiseen ei käytännössä teollisuudessa käytetä säätötilavuuksisia pumppuja, vaan lähes kaikki markkinoilla olevat pumput ovat vakiotuottoisia. Tämän vuoksi tilavuusvirran säätö sähkökäyttöisissä korkeapainepesureissa tehdään tavallisesti pumppua pyörittävän moottorin pyörimisnopeutta säätämällä.

Vesi väliaineena tekee osaltaan huollon suunnittelusta haastavaa. Suodatuksen haasteet ovat moninaiset johtuen pumpattavan veden laadun vaihtelusta. Myös veden lämpötila ja kavitaation välttäminen pitää huomioida suunnitteluvaiheessa. Kuitenkin perinteiseen vesihydrauliikkaan verrattuna korkeapainepesureissa vältetään biologisen materiaalin kehittymiseltä komponentteihin, sillä normaalissa käytössä järjestelmässä oleva vesi vaihtuu nopeammin kuin biologista materiaalia ehtii kehittyä. Veden ominaisuudet, kuten alhainen viskositeetti sekä korrosiivisuus, antavat omat vaatimuksensa tiiviste- ja muiden materiaalien valinnan suhteen.

Toimittaessa EU:n talousalueella on käyttöön otettavaa kokonaisuutta suunniteltaessa otettava huomioon EU:n konedirektiivin vaatimukset. Korkeapainepesureille on sovellettavissa oma C-luokan standardi, jonka limittymistä konedirektiivin kanssa esitellään osassa 2.4.

2.1 Korkeapainepesurin toiminta

Korkeapainepesurissa tehonlähteenä toimiva moottori pyörittää vakio tilavuuspumppua. Pumpun tuottama tilavuusvirta ohjataan joko paineenrajoitusventtiiliin, vapaakiertoventtiiliin lävitse korkeapaineletkulle tai korkeapaineputkistoon, kuten kuvassa 2.1 on esitetty. Korkeapaineletku on yhdistetty korkeapainepistooliin, jolla hallitaan vesisuihkua suuttimen lävitse. Kun korkeapainepistooli suljetaan, pesulinjastossa nousee paine, joka sulkee vastaventtiilin. Vastaventtiilin ja pesupistoolin välisessä linjassa oleva paine avaa vapaakiertoventtiilin. Vapaakiertoventtiilin aukeaminen laskee pumpun ja vastaventtiilin välisen linjan paineen samalla kierrättäen vettä takaisin pumpun imupuolelle.



Kuva 2.1. Taajuusmuuttajasäätöisen korkeapainepesurin hydraulikaavio.

Kuvassa 2.1 on taajuusmuuttajaohjatun korkeapainepesurin hydraulikaavio. Kaaviosta näkyy vapaakiertoventtiilin, ja sen sisällä olevan vastaventtiilin(3.), asettelu järjestel-

mään. Kun vastaventtiilin jälkeinen linja suljetaan, nousee paine samalla avaten vapaa-kiertoventtiiliä. Tällöin saavutetaan tilanne, jossa pumppu pyörittää vettä takaisin imupuolelle ja pesulinjassa säilyy paine.

Kun korkeapainepistooli(4.) avataan, paineen alainen vesi ohjautuu letkun(5.) kautta korkeapainesuuttimen läpi. Tällöin paine laskee vastaventtiilin jälkeisessä linjassa, jolloin vapaakiertoventtiili menee kiinni ohjaten kaiken virtauksen suuttimen lävitse. Jos suutin on valittu liian pieneksi ja paine yrittää nousta yli halutun tason, toimii vapaakiertoventtiili samalla periaatteella kuin paineenrajoitusventtiili ohjaten pumpun ylimääräisen tuoton takaisin imupuolelle. Suuttimen nostama paine riippuu tilavuusvirrasta, joten paine laskee linjassa säädetylle tasolle.

Kuvassa 2.1 on myös esitetty tavallisesti korkeapainepesurista löytyvää automatiikkaa. Painepuolella oleva lämpökytkin(7.) lähettää signaalin, jos veden lämpötila ylittää asetetun tason. Tämä on mahdollista esimerkiksi tilanteessa, jossa pumppu(2.) jää pitkäksi aikaa vapaakierrolle, jolloin kierrossa oleva vesi lämpenee virtausvastusten aiheuttamien kitkojen vaikutuksesta. Painepuolella oleva paineanturi(6.) antaa mittausarvon taajuusmuuttajalle(1.), joka muuttaa sähkömoottorille(8.) tulevaa jännitettä takaisinkytkennästä saadun arvon ja asetusarvon erotuksen perusteella. Jännitteen muutos muuttaa sähkömoottorin pyörimisnopeutta, mikä taas vaikuttaa pumpun tuottamaan tilavuusvirtaan. Korkeapainepesureissa tuotto määrää linjan paineen, joten käytännössä taajuusmuuntajaohjaus ylläpitää linjassa vakiopaineen. Koska paineanturi on vastaventtiilin pumpun vastaisella puolella, tiputtaa taajuusmuuttaja automaattisesti moottorille tulevan jännitteen nolnaan kun pesupistooli suljetaan, mikä aiheuttaa moottorin pysähtymisen.

2.2 Korkeapainepesurin komponentit

Suunnittelijan näkökulmasta korkeapainepesurin mitoitus käynnistyy hankalasti määritettävästä aiheesta, eli tarpeesta. Asiakas kertoo pääsiallisen työn, jota korkeapainepesurilla on tarkoitus tehdä, minkä perusteella myyjä tarjoaa kokemusperäisesti sopivinta koneikkoa. Vesisuihkun vaikutusta eri materiaaleihin on tutkittu useissa yliopistoissa [4; 5]. Tutkimusten yleispätevyys on silti hyvin rajallinen, sillä ne ovat useimmiten teollisuuden teettämiä ja rajautuvat vain tietyn kohteen käsittelyyn. Seuraavaan taulukkoon on koottu esimerkin vuoksi muutamiin eri kohteisiin kokemusperäisesti sopivat paineluokat ja -tuotot:

Taulukko 2.1. Korkeapainepesurin valintataulukko [3].

Käyttökohde	Tuotto	Paine	Suutin
Maalipinnan pesu	10–30 l/min	100–150 bar	viuhkasuutin
Viemärinavaus	10–20 l/min	120–300 bar	ryömintäsuutin
Katonpesu	20–25 l/min	200–400 bar	turbosuutin
Maalinpoisto	15 l/min	200–500 bar	turbosuutin
Graffitinpoisto	20–30 l/min	350–500 bar	viuhkasuutin
Vesipiikkaus	1–180 l/min	800–3000 bar	pistesuutin
Betoniliiman irroitus	30 l/min	500 bar	viuhkasuutin
Ruosteenpoisto	10–15 l/min	1000–2000 bar	viuhkasuutin

Taulukosta 2.1 voidaan havaita, että eri työkohteisiin on kehitetty erityisiä suuttimia, jotka osaltaan vaikuttavat vesisuihkun pintaan kohdistamaan tehoon. Teholuokat vaihtelevat huomattavasti riippuen käyttökohteesta. Nykyisissä korkeapainepesureissa litramäärä on käytännössä rajaton, sillä litratuottoa on aina mahdollista kasvattaa pumppuja lisäämällä, mutta paine on käytännön syistä rajoitettu noin 3000 bar:iin. Raja johtuu siitä, ettei yli 3000 bar:n paineeseen soveltuvia tarvikkeita ole juurikaan saatavilla. Nykyisestä kehityksestä on kuitenkin pääteltävissä, että korkeammillekin paineluokille olisi markkinoita, joten todennäköisesti lähivuosina markkinoille tulee yli 3000 bar:n paineen tuottavia pumppuja.

Muita vesisuihkun pesutehoon vaikuttavia asioita ovat mm. veden lämpötila sekä veden sekaan lisättävät komponentit, kuten esimerkiksi hiekka, sooda tai erilaiset kemikaalit. Seuraavissa kappaleissa esitellään eri korkeapainepesurin komponentteja ja niiden valintaa.

2.2.1 Suuttimen valinta korkeapainepesuriin

Verrattuna normaaliin öljyjärjestelmään, jossa kuormitus ja nopeus määräävät tarvittavan paineen, korkeapainepesurissa tilavuusvirran ja paineen arvot haetaan suuttimen avulla. Tavallisesti korkeapainepesurista halutaan tietää ulos tulevan veden määrä (l/min) ja paine (bar) sekä joissain tapauksissa kyseisen veden lämpötila. Veden määrä on merkittävämmässä osassa pestävissä kohteissa, esimerkiksi autonpesussa tai tienpuhdistuksessa. Painetta vaaditaan kohteissa, joissa tarvitaan leikkausvoimaa, esimerkiksi seinän rappausten tai maalipinnan poistamisessa. Taulukossa 2.2 on esitetty eri suutinkokojen tuotto valitulla paineella.

Suuttimesta ulos tulevaa tilavuusvirtaa voidaan muuttaa vaihtamalla suuttimen kokoa. Suutin valitaan tavallisesti määrittelemällä järjestelmän haluttu paine, minkä jälkeen haetaan taulukosta sopiva litramäärä edellä määritellyllä paineella. Tämän jälkeen tau-

lukosta tarkistetaan kyseistä painetta ja tilavuusvirtaa vastaava suutinkoko. Litramäärä valitaan tavallisesti pumpun tuoton mukaisesti.

Taulukko 2.2. Suutintaulukko vedelle [6].

Suutin koko	ø mm	30 l/min	40 l/min	50 l/min	60 l/min	70 l/min	80 l/min	90 l/min	100 l/min	110 l/min	120 l/min	130 l/min	140 l/min	150 l/min	160 l/min	175 l/min	200 l/min	225 l/min	250 l/min	300 l/min	400 l/min	500 l/min
02	1,00	2,5	2,8	3,2	3,5	3,7	4,0	4,2	4,5	4,7	4,8	5,0	5,3	5,4	5,6	5,9	6,3	6,7	7,0	7,7	8,9	9,9
025	1,10	3,1	3,5	4,0	4,3	4,7	5,0	5,3	5,6	5,9	6,1	6,4	6,6	6,9	7,1	7,5	8,0	8,5	9,0	9,9	11,4	12,7
03	1,18	3,7	4,3	4,8	5,3	5,7	6,1	6,3	6,8	7,1	7,4	7,7	8,0	8,3	8,6	9,0	9,6	10,2	10,7	11,8	13,5	15,1
035	1,30	4,2	4,9	5,5	6,0	6,5	7,0	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,2	9,5	9,8	10,3	11,0	11,7	12,3	13,8	15,5	17,8
04	1,35	5,2	5,9	6,6	7,3	7,8	8,4	8,9	9,4	9,8	10,3	10,7	11,1	11,5	11,9	12,4	13,3	14,1	14,8	16,3	18,7	20,9
045	1,40	5,5	6,4	7,1	7,8	8,4	9,0	9,6	10,2	10,5	10,9	11,4	11,8	12,2	12,6	13,2	14,1	15,0	15,8	17,4	19,9	22,3
05	1,55	6,2	7,1	8,0	8,7	9,4	10,0	10,7	11,3	11,8	12,4	12,9	13,4	13,8	14,3	14,9	16,0	16,9	17,9	19,7	22,6	25,3
055	1,60	6,8	7,8	8,7	9,6	10,3	11,1	11,8	12,4	13,0	13,6	14,1	14,7	15,2	15,7	16,4	17,5	18,6	19,6	21,7	25,0	28,0
06	1,72	7,4	8,6	9,6	10,4	11,3	12,1	12,8	13,6	14,3	14,9	15,5	16,0	16,7	17,2	18,0	19,2	20,4	21,5	23,7	27,1	30,3
065	1,75	8,0	9,3	10,4	11,3	12,3	13,2	14,0	14,7	15,4	16,1	16,8	17,4	18,0	18,6	19,4	20,8	22,0	23,2	25,6	29,3	32,7
07	1,80	8,6	10,0	11,2	12,2	13,2	14,1	15,0	15,8	16,6	17,3	18,0	18,7	19,3	20,0	20,9	22,3	23,7	25,0	27,1	31,3	35,0
075	1,90	9,3	10,7	12,0	13,1	14,2	15,2	16,1	16,9	17,7	18,5	19,3	20,0	20,7	21,4	22,4	23,9	25,3	26,7	29,4	33,7	37,7
08	2,05	9,8	11,3	12,7	14,0	15,1	16,1	17,1	18,0	18,9	19,7	20,5	21,3	22,0	22,8	23,8	25,5	27,0	28,5	31,4	35,9	40,2
085	2,08	10,4	12,1	13,5	14,8	16,0	17,1	18,1	19,1	20,0	20,9	21,8	22,6	23,4	24,1	25,3	27,0	28,6	30,2	34,5	39,8	44,5
09	2,10	11,1	12,8	14,3	15,7	17,0	18,0	19,2	20,2	21,2	22,1	23,0	23,9	24,7	25,5	26,7	28,6	30,3	31,9	35,1	40,2	45,0
10	2,30	12,3	14,2	16,0	17,4	18,9	20,1	21,4	22,5	23,6	24,6	25,6	26,6	27,6	28,5	29,8	31,8	33,7	35,6	39,2	44,9	50,2
11	2,42	13,4	15,5	17,3	19,0	20,5	22,0	23,3	24,5	25,7	26,9	28,0	29,1	30,1	31,1	32,5	34,7	36,8	38,8	43,4	50,1	56,0
12	2,50	14,6	16,9	18,9	20,8	22,4	24,0	25,4	26,8	28,1	29,4	30,8	31,7	32,8	33,9	35,4	37,9	40,2	42,4	46,7	53,4	59,8
13	2,55	15,9	18,3	20,5	22,5	24,3	26,0	27,5	29,0	30,4	31,8	33,1	34,4	35,6	36,7	38,4	41,1	43,6	45,9	50,5	57,8	64,7
14	2,60	17,1	19,7	22,1	24,2	26,1	28,0	29,6	31,3	32,8	34,2	35,6	37,0	38,3	39,5	41,4	44,3	46,9	49,4	55,0	63,5	71,0
15	2,70	18,5	21,3	23,9	26,1	28,3	30,2	32,1	33,8	35,3	36,9	38,4	39,9	41,3	42,8	44,6	47,7	50,6	53,3	58,7	67,2	75,2
20	3,05	24,7	28,5	31,9	34,9	37,8	40,3	42,7	45,1	47,2	49,3	51,3	53,2	55,1	56,9	59,5	63,6	67,5	71,1	78,2	89,5	100,0
30	3,90	37,0	42,7	47,8	52,4	56,6	60,5	64,2	67,6	70,9	74,0	77,1	80,0	82,8	85,5	89,4	95,6	101,0	107,0	118,0	149,0	151,0
40	4,20	49,4	57,0	63,7	69,8	75,4	80,7	85,5	90,2	94,6	98,8	103,0	107,0	110,0	114,0	119,0	127,0	135,0	143,0	157,0	198,0	202,0

Taulukossa 2.2 esitetyt tulokset voidaan laskea turbulenttisen kuristuksen kaavasta (1), jos suuttimen purkautumiskerroin on tiedossa. [7, s. 33]

$$Q = \mu A \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \quad (1)$$

Koska suuttimen läpi tapahtuva virtaus on turbulenttista, virtauksen aiheuttama paineen nousu järjestelmän puolella on verrannollinen ainoastaan suuttimen läpi pumpattuun tilavuusvirtaan. Kaavassa (1) on esitetty kuristuksen läpi virtaavan nesteen tilavuusvirran funktio. Kaavassa A on suuttimen reiän pinta-ala, p kuvaa järjestelmässä olevaa painetta ja ρ nesteen tiheyttä. Purkautumiskertoimenä on μ , joka on tavallisesti kokeellisesti määritettävä. Kaavassa ei tarvitse ottaa huomioon vastapaineena toimivaa ilmanpainetta, sillä järjestelmän paine ilmoitetaan hydraulisena paineena. Järjestelmän paine säädetään sopivaksi muuttamalla vapaakiertoventtiilissä olevan jousen jännitystä. Jos järjestelmässä on liian pieni suutin suhteessa pumpun tuottoon, ohjautuu ylimääräinen tilavuusvirta vapaakiertoventtiilin läpi takaisin pumpun imupuolelle.

Viuhkasuuttimissa purkautumiskerroin muuttuu riippuen viuhkan leveydestä sekä suuttimen reiän koosta ja muodosta. Tästä johtuen suutinkoko katsotaan valmiista taulukosta, kuten taulukosta 2.2, johon suuttimen valmistaja on luettellonut kokeellisesti määritetyt arvot. Suuttimen nimellinen arvo annetaan suutinkokona, esimerkiksi 02. Suutin-

koko ilmoittaa suuttimen tuoton gallonana minuutissa 2,76 bar:n paineella. Eli 02 suuttimen lävitse pääsee noin 9 l/min 2,76 bar:n paine-erolla. [8]

Kohteissa, joissa suuttimen lävitse on tarkoitus pumpata jotain muuta nestettä kuin vettä, suuttimen nimelliskoko ei enään ole paikkansa pitävä. Muutos on verrannollinen nesteen tiheyteen, kuten kaavasta (1) voidaan havaita. Asettamalla purkautumiskerroin ja suuttimen reiän pinta-ala yhtä suuriksi sekä kertomalla tuotot yhtäläisyysmerkin vastakkaisille puolille saadaan:

$$Q_{\text{neste}} \sqrt{\frac{2p}{\rho_{\text{vesi}}}} = Q_{\text{vesi}} \sqrt{\frac{2p}{\rho_{\text{neste}}}} \quad (2)$$

Koska veden tiheys on likimain 1 kilogramma per kuutio ja paineet supistuvat samansuuruisina pois, kaava sievennyy muotoon:

$$Q_{\text{neste}} = Q_{\text{vesi}} \sqrt{\frac{1}{\rho_{\text{neste}}}} \quad (3)$$

Suuttimen läpi käyvän tilavuusvirran muutos voidaan laskea käyttämällä samassa paineessa suuttimen läpi virtaavan veden arvoa ja kertomalla se läpi pumpattavan nesteen tiheyden käänteisluvun neliöjuurella. Tavallisia muita pumpattavia nesteitä voivat olla esimerkiksi leikkuunesteet, vesipesuaineseokset, eräät räjähdysaineet, liimat, nestemäinen hiilidioksidi ja bentoniitti.

Suuttimesta läpi virtaavan nesteen pintaan kohdistava voima on yksi suuttimen valintaan vaikuttavista tekijöistä. Tavallisesti korkeapainepesussa käytettävät suuttimet ovat viuhka- tai turbosuuttimia. Turbosuuttimella tarkoitetaan pyörivää pistesuutinta. Viuhkasuuttimia on saatavilla eri viuhkakulmilla, joten luonnollisesti suuttimen pintaan kohdistama isku pinta-alaa kohden on verrannollinen suuttimen viuhkan leveyteen. Spraying Systems Co esittää suutintaulukkokirjassaan iskulle seuraavan kaavan [9, s. 23]:

$$I = KQ\sqrt{p} \quad (4)$$

Kaavassa I on teoreettinen pintaan kohdistuva isku ja K korjausvakio 0,024. Iskuun vaikuttaa viuhkan leveyden lisäksi suuttimen etäisyys pinnasta. Taulukossa 2.3 on esitetty viuhkan leveyden vaikutusta iskuun 12 tuuman, eli noin 30 cm etäisyydeltä. [9, s. 23]

Taulukko 2.3. Viuhkan leveyden vaikutus iskuun 30 cm etäisyydeltä [9, s. 23].

Vesisuihkun muoto	Suutin kulma	Prosenttia teoreettisesta iskusta
Viuhka	15°	30 %
	25°	18 %
	35°	13 %
	40°	12 %
	50°	10 %
	65°	7 %
	80°	5 %

Taulukosta havaitaan, että viuhkan leveydellä on huomattava merkitys suhteessa iskuun. Taulukkoa voidaan käyttää suuttimien taloudellisen määrän laskennassa, esimerkiksi jos halutaan selvittää, kannattaako asentaa 15° vai 65° suuttimet kiinteään suutinputkeen, joka puhdistaa 30cm etäisyydeltä suutinputken alta liikkuvaa metallilevyä. Yksinkertaisen laskelman tulos osoittaa, että 15° suuttimia tarvitsee kyseiselle etäisyydelle asentaa 4,84 kertaa enemmän kuin 65° suuttimia. Taulukosta 2.3 vertaamalla sekä kaavan (4) avulla havaitaan, että saman iskun aikaansaamiseksi yhden 65° viuhkan tuottavan suuttimen lävitse tulee pumpata 4,28 kertaa enemmän vettä kuin vastaavan 15° viuhkan tuottavan suuttimien. Tämä osoittaa, että on taloudellisesti kannattavampaa käyttää yhtä 65° suutinta kuin viittä 15° suutinta.

Suutin on kuluva osa, ja sen kunnolla on huomattava merkitys järjestelmän suorituskykyyn sekä taloudellisuuteen. Tavallisia syitä suuttimen kunnan huonontumiseen on eroosio, korroosio, pinnoittuminen, vahingoittuminen, korkea lämpötila, tukkiintuminen sekä vääränlainen asennus [9, s. 26]. Eroosioon, korroosioon ja lämpötilan vaikutukseen voidaan vaikuttaa materiaalin valinnalla. Vaurioitumista voidaan estää oikeanlaisilla suutinsuojuksilla. Tavallisia suutinmateriaaleja ovat ruostumaton teräs, messinki, muovit, keraamit sekä synteettinen safiiri ja rubiini. Näistä materiaaleista ruostumaton teräs on yleisimmin käytetty korkeapainepesureissa sen hyvän eroosion ja lämpötilan keston vuoksi. Muovisia suuttimia käytetään tavallisesti kemikaalien levitykseen niiden hyvän korroosion keston vuoksi. Keraamisia ja safiiri- ja rubiinisuihtimia käytetään erittäin korkeissa paineissa kuten vesileikkureissa tai kemikaalien levitykseen kohteissa, joissa muovisuuttimien käyttö ei ole mahdollista. Messinkiä käytetään tavallisesti ainoastaan matalapainesovellutuksissa. [9]

2.2.2 Korkeapainepesureiden tehonlähteenä käytettävien moottoreiden mitoitus

Yleisin moottorikäyttöisissä korkeapainepesureissa käytetty moottori on sähkömoottori. Sähkömoottoreissa on usein mukana joko taajuusmuuttajaohjaus tai virtausautomaatiikka. Polttomoottorit ovat toiseksi yleisin ratkaisu, ja näissä on usein mukana painekom-

pensoitu kierrosnopeussäädin. Hydraulimoottoreita käytetään pääasiallisesti työkonsovellutuksissa, mutta muuten niiden käyttö on erittäin rajallista. Hydraulinen voimansiirto aiheuttaa ylimääräisiä huoltokohteita, on verrattain hintava ja hyötysuhteeltaan huono, joten korkeapainevesipumppu yhdistettynä hydraulimoottoriin on perusteltu ratkaisu kolmessa tapauksessa:

- Hydrauliikkapiiri on valmiina kohteessa.
- Tilan käyttö ei anna mahdollisuuksia muihin ratkaisuihin, vaan letkujen antama joustavuus voimansiirrossa on otettava käyttöön.
- Hydrauliikkaa tarvitaan muihinkin laitteisiin, kuten esimerkiksi hydrauliagregaattiin.

Korkeapainepesurin moottorin mitoittaminen tapahtuu samalla tavalla kuin öljyjärjestelmän moottorin. Moottorin tehontarve saadaan laskemalla hydraulinen teho ja jakamalla se kokonaishyötysuhteella [7, s. 98]:

$$P = \frac{Q\Delta p}{\eta_{kok}} \quad (5)$$

Kokonaishyötysuhde on yhtä kuin pumpun volymeerinen ja mekaanishydraulinen hyötysuhde lisättynä pumpun ja moottorin välisen kytkennän hyötysuhteeseen. Kun pumpun ottoteho on selvitetty, voidaan seuraavaksi laskea pumpun tarvitsema momentti. Vääntömomentin laskenta tulee kysymykseen, kun pumppua pyörittää joko hydraulimoottori tai polttomoottori. Tällöin momentti vaikuttaa mitoittettavan hydraulilinjän paineeseen sekä molemmissa tapauksissa moottorin tilavuuteen. Momentin kaava saadaan jakamalla moottorin antoteho kulmanopeudella [7, s. 128]:

$$M = \frac{P}{\omega} \quad (6)$$

Hydraulipumpun aiheuttama vääntömomentti saadaan sijoittamalla kaavan (5) tehon yhtälö kaavaan (6). Ottamalla huomioon, että tilavuusvirta on pyörimisnopeuden ja kierrostilavuuden tulo, ja että kulmanopeus on pyörimisnopeus kerrottuna 2π , saadaan yhtälöksi:

$$M = \frac{V_n \Delta p}{2\pi \eta_{kok}} \quad (7)$$

Polttomoottori on suhteessa sähkömoottoriin erilainen mitoittaa, sillä polttomoottorin kierrosnopeus vaikuttaa merkittävästi moottorista saatavaan tehoon. Polttomoottorin teho voidaan laskea selvittämällä mäntien koko ja isku. Tästä laskemalla saadaan moottorin tilavuus [10, s. 11]:

$$V_m = \frac{\pi d^2 l i}{4} \quad (8)$$

Kaavassa (8) d tarkoittaa männän halkaisijaa, l männän iskua ja i on mäntien lukumäärä. Kaavasta selviää, kuinka paljon ilmaa liikkuu mäntien lävitse kahden kampiakselin kierroksen aikana. Kun tilavuus tiedetään, seuraavaksi pitää selvittää mäntäkammiossa oleva keskimääräinen paine. Paine kasvaa puristusvaiheessa ja laskee palovaiheessa. Kun paineen keskiarvo tiedetään, saadaan laskettua moottorin kierroksen aikana tuottama teho. [10, s. 11]

$$P = p.m.e \frac{V_m}{1200} \quad (9)$$

Kaavassa (9) n on moottorin kierrosnopeus ja $p.m.e$ tarkoittaa keskimääräistä mäntäkammion painetta. Kaavasta voidaan huomata, että moottorin antama teho riippuu puristussuhteesta sekä kierrosnopeudesta. Moottorin vääntömomentti on toinen käytön kannalta merkitsevä suure. Koska moottorin puristussuhde riippuu vahvasti käytettävästä polttoaineesta, suunnitteluvaiheessa ainoa tapa vaikuttaa momenttiin on valita moottori, jossa on pitkä isku.

Nopeuden mukaan muuttuvat hyötysuhteet sekä polttoaineen kulutus vaikuttavat moottorin todelliseen tehokäyrään. Tästä johtuen moottorin tehokäyrän kulmakerroin ei ole yksi. Moottorilla on optimialue, jolla se toimii parhaimmalla hyötysuhteella ja momentilla, minkä jälkeen tehokäyrän kulmakerroin laskee. Tämän vuoksi moottorin momenttikäyrä on laakea, alussa nouseva ja lopussa laskeva. [10]

2.2.3 Staattori- ja rivimäntäpumpun valintaan vaikuttavat tekijät

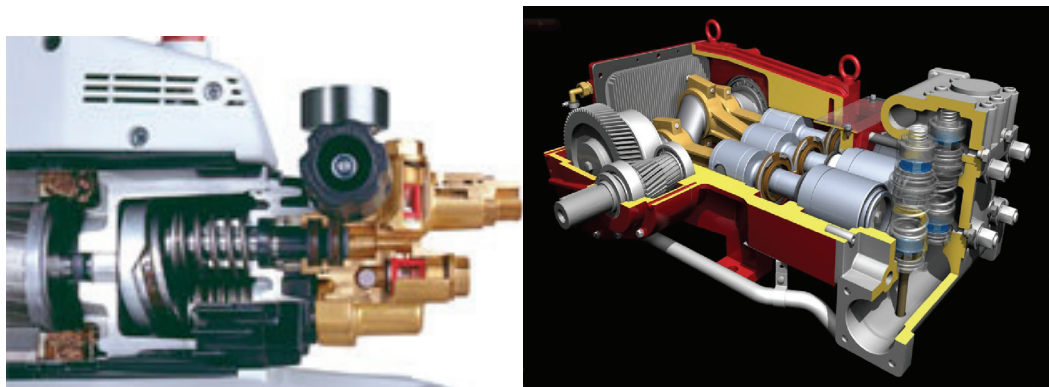
Markkinoilla olevissa moottorikäyttöisissä korkeapainepesureissa käytetään pääasiallisesti kahta pumpputyyppeä, jotka on esitetty kuvassa 2.2.

- rivimäntäpumppua ja
- staattoriaksiaalipumppua.

Karkeana rajanvetona pumppujen käytön välillä voidaan pitää noin 5,5 kW teholuokkaa. Staattoriaksiaalipumput ovat teho-painosuhteeltaan parempia kuin rivimäntäpumput, mutta niitä ei valmisteta yhtä korkeisiin paineisiin ja tilavuusvirtoihin.

Staattoriaksiaalipumppuissa mäntien liike saadaan aikaiseksi moottorin akseliin suoraan kiinnitetyllä vinolevyllä. Rakenteen vuoksi mäntien isku jää suhteellisen lyhyeksi, joten pientä kierrostilavuutta voidaan kompensoida käyttämällä 3000 r/min kiertäviä moottoreita. Männän ja pyörivän vinolevyn väliin muodostuu liikkeessä öljykalvo, joka erottaa männän vinolevystä. Tiivisteiden läpi tihkuva vesi sekä kulumisesta aiheutuvat likapartikkelit huonontavat öljyn voiteluominaisuuksia. Korkea pyörimisnopeus taas aiheuttaa tiivisteiden nopeampaa kulumista verrattuna hitaammin kiertävään rivimäntäpumppuun. Toisaalta pumpun pieni koko ja paino ja edellisistä seikoista johtuva suhteellisesti al-

hainen hinta antavat sille selkeän edun varsinkin käsin liikutettaviksi tarkoitetuissa yksiköissä.



Kuva 2.2. Vasemmalla staattoriaksiaalipumppu ja oikealla rivimäntäpumppu [1; 11].

Rivimäntäpumppujen rakenne eroaa merkittävästi vinolevytyyppisistä pumpuista. Rivimäntäpumpuissa pyörimisliike muutetaan lineaariseksi iskuksi kampiakseliin kiinnitettyjen kiertokampien kautta. Kampiakseli on sijoitettu omaan kammioonsa, jossa on öljyä kampiakselin voiteluun. Pumpun päässä sijaitsevat imu- ja paineventtiilit, jotka käytännössä ovat lautasmallisia vastaventtiilejä. Rivimäntäpumput ovat suhteellisen painavia johtuen niiden vankasta rakenteesta. Rakenne on erittäin varmatoiminen, ja teollisuudessa tavataankin 70- ja 80-luvulla käyttöön otettuja pumppuja, jotka ovat yhä päivittäisessä käytössä.

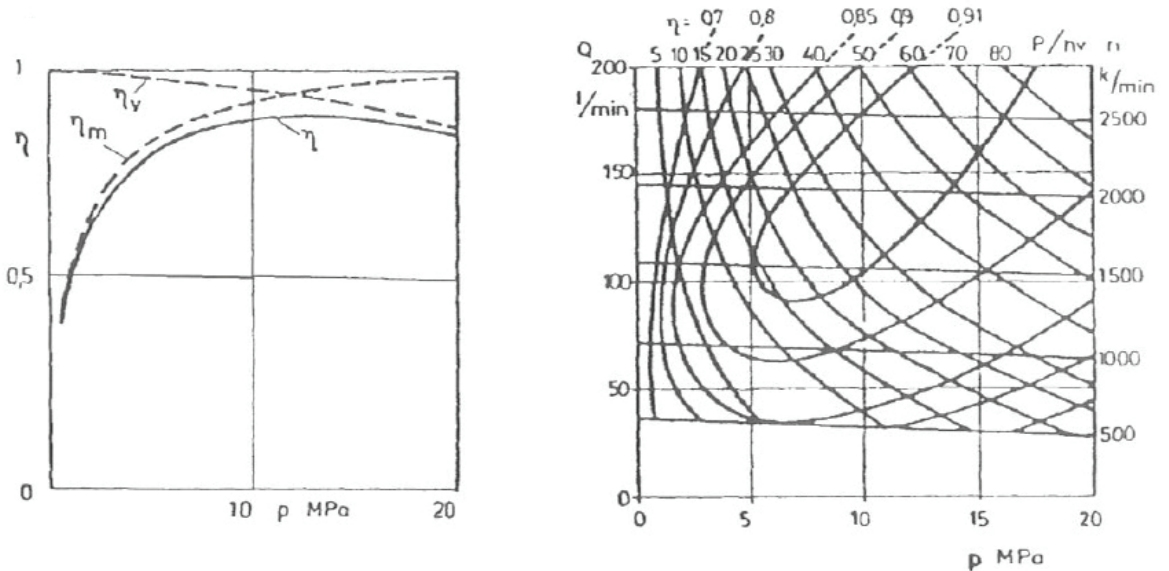
Rivimäntäpumppujen pyörimisnopeudet putoavat suhteessa pumpun tehoon. Pienemmät kokonaisuudet voidaan liittää suoraan 1500–3000 r/min pyöriviin moottoreihin, mutta siirryttäessä suurempiin teholuokkiin putoavat pyörimisnopeudet suhteessa pumpun kokoon. Alle 800 bar:n pumpuissa, joissa on roiskevoideltu akselikammio, voidaan minimipyörimisnopeutena tavallisesti pitää noin 300 r/min. [11]

Siirryttäessä korkeampiin teholuokkiin tulee kampiakselin ja kiertokampien roiskevoitelussa raja vastaan. Tällöin pumppu varustetaan omalla sisäisellä öljypumpulla, joka huolehtii riittävästä voitelukyvyyn saavuttamisesta. Öljypumpun kanssa öljytilaan asennetaan oma öljynlauhdutin, jonka tarkoitus on estää voiteluöljyn ylikuumeneminen.

Hyötysuhde koostuu pumpun hyötysuhteesta sekä pumpun ja moottorin kytkennän hyötysuhteesta. Moottorin kytkennän hyötysuhde riippuu siitä, onko moottori kytketty pumppuun suoraan kytkimellä vai onko välissä pyörimisnopeutta muuttava rakenne, kuten esimerkiksi hihnaveto tai alennusvaihde.

Hydraulisen pumpun hyötysuhde käytetyssä pisteessä riippuu paineesta ja tuotosta, eli rivimäntäpumpun tapauksessa pyörimisnopeudesta, mäntien halkaisijasta sekä iskun pituudesta. Kuvassa 2.3 on esitetty, miten hydraulipumpun volymetrinen hyötysuhde muuttuu paineen funktiona siten, että korkeammilla paineilla volymeerinen hyötysuhde

huononee. Tämä johtuu siitä, että paineen nousu aiheuttaa pumpun sisäisten vuotojen lisääntymistä. Pumppujen vuotohäviöiden vähetessä mekaaniset häviöt nousevat. Tämä johtuu siitä, että öljypumppujen tapauksessa vuodot vaikuttavat pumpun voiteluun. [12. s. 49]



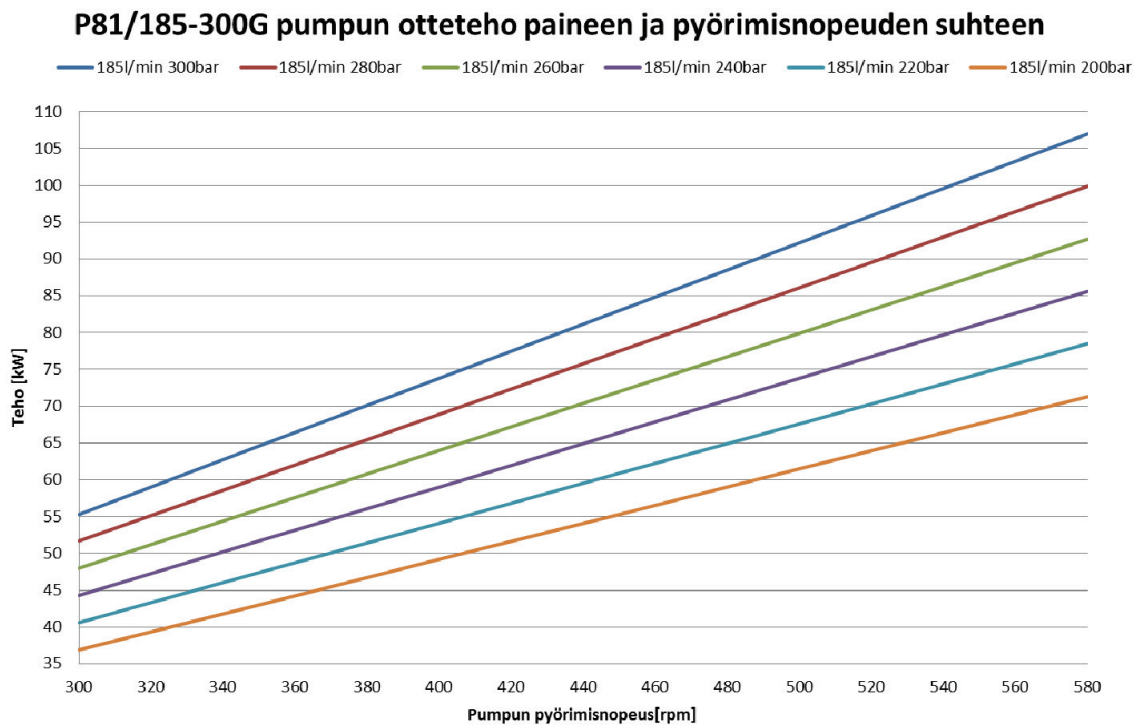
Kuva 2.3. Vasemmalla hydraulipumpun hyötysuhde paineen funktiona. Oikealla sama tilavuusvirran ja paineen funktiona [12, s. 49].

Rivimäntäpumppujen valmistajilta saatava hyötysuhdetieto ei tavallisesti ole kovinkaan yksityiskohtaista. Yleisesti käytännön suunnittelutyössä käytetään vakiokerrointa, joka on riippuvainen pumpun kokoluokasta. Kerrointa käytetään siten, että pumpun tuotto [l/min] ja paine [bar] kerrotaan keskenään ja tuloksena saadaan teho [kW] joka jaetaan kertoimella. Valmiiksi annetut kertoimet ovat kuitenkin hyvin konservatiivisia eivätkä ota kantaa esim. pyörimisnopeuden tai paineen vaikutukseen kitkoihin. Tavallisin Speckin käyttämä arvo on 475, mikä tarkoittaa kokonaishyötysuhteena noin 79 % [13]. Kokemusperäisesti on todettu, että käytetty hyötysuhdearvo on hyvin konservatiivinen ja ylimitoittaa käyttömoottorin.

Syy siihen, että hyötysuhdekäyriin ei kiinnitetä korkeapainepesureissa huomiota, on laitteen energiankulutuksen suhde veden kulutukseen. Keskikokoinen korkeapainepainepesuri voi päivän aikana kuluttaa yli 10 kuutiota vettä. Veden aiheuttamat käyttökustannukset ovat erittäin suuret verrattuna sähkön tai polttoaineen hintaan, joten tavallisesti niihin ei kiinnitetä suurta huomiota. Kuitenkin siirryttäessä suurempiin teholuokkiin, kuten tässä työssä, tulee pumpun ottotehoon kiinnittää enemmän huomiota. Suuremmissa kokoluokissa alkuinvestoinnin osuus käyttökustannuksista nousee merkittävästi.

Verrattuna kuvassa 2.3 esitettyihin hyötysuhdekäyriin ja niiden perusteluihin rivimäntäpumppujen voitelu tapahtuu erillisen kampiakammiossa olevan öljyn avulla, joten sisäisten vuotojen määrän vaikutusta voiteluun voidaan pitää pienempänä kuin öljypumpuissa. Kuitenkin pyörimisnopeus vaikuttaa kampiakselin voiteluun, joten pyörimisnopeuden määrän voidaan olettaa vaikuttavan männän tiivisteiden sekä kampiakseleiden ja kiertokampien laakerien kitkaan.

Kuvassa 2.4 on esitetty P81-sarjan pumpun ottoteho suhteessa pyörimisnopeuteen neljällä eri painealueella [13]. Laskemalla pumpun ottoteho ilman hyötysuhdetta havaitaan, että 200 bar:n paineella pumpun hukkateho 300 r/min pyörimisnopeudella on noin 5 kW, mikä tarkoittaa 86 % hyötysuhdetta. Suurimmalla käyttöpaineella vastaava hukkateho on 7,5 kW, mikä vastaa 86 % hyötysuhdetta. Nostettaessa pyörimisnopeutta 580 r/min saadaan vastaaviksi arvoiksi 200 bar:n paineella 10 kW (86 %) ja 300 bar:n paineella 14,5 kW (86 %).



Kuva 2.4. P81/185-300G pumpun ottoteho suhteessa pyörimisnopeuteen ja paineeseen.

Pumpulle ilmoitettu 300 r/min on riittävä pyörimisnopeus öljypuolen voitelemiseen. Pyörimisnopeuden vaikutusta männäntiivisteiden kitkaan voidaan arvioida sen perusteella, että hukkateho on suurimmalla käyttöteholla yli 14 kW. Voidaan olettaa, että tiivisteet eivät kestä näin suuria kitkoja, vaan suurin osa kitkasta on kiertokampien ja kampiakselin laakeroinnissa.

Voidaankin siis päätellä, että merkittävin tekijä rivimäntäpumpun hyötysuhteessa on kampiakselin ja kiertokampien laakerointi. Tätä oletusta tukee se, että suurimpiin rivimäntäpumppuihin on asennettu öljynlauhdutin poistamaan laakereista syntyvää lämpöä,

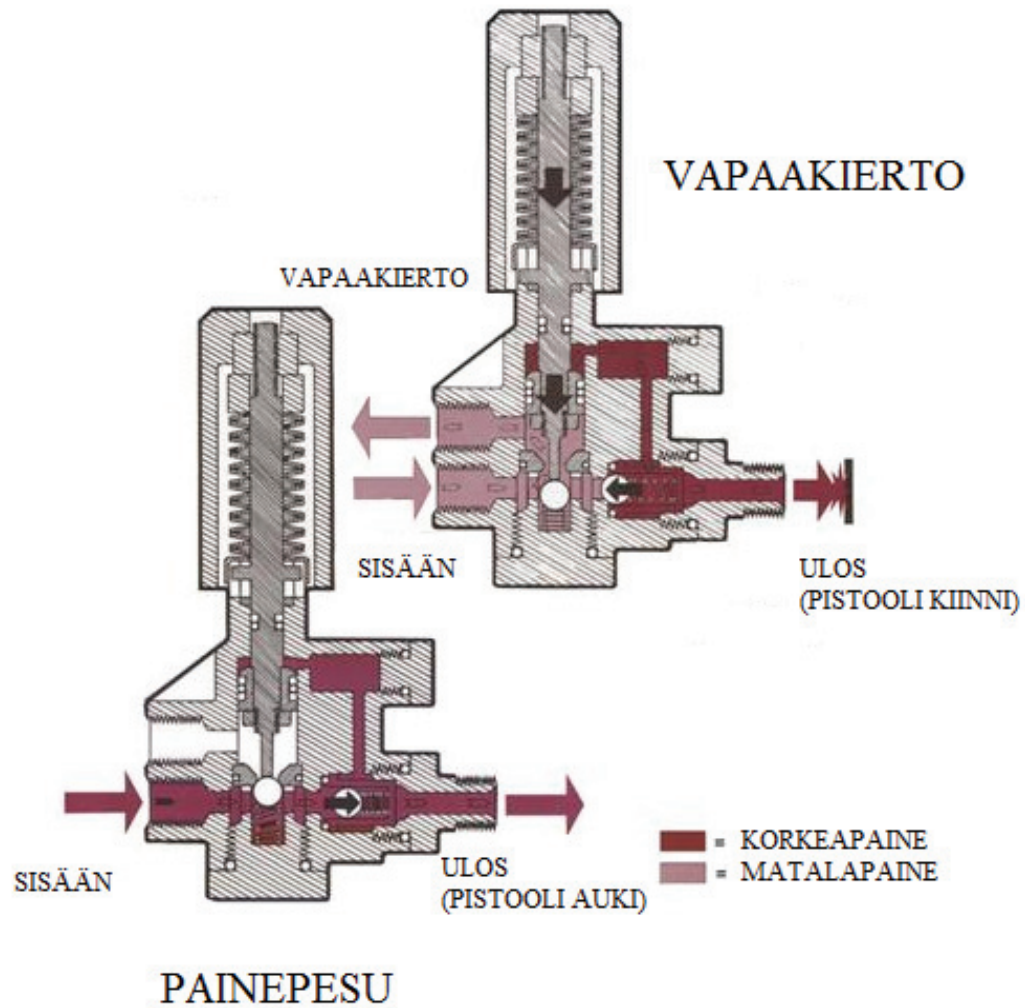
minkä vuoksi voidaan olettaa, että niiden hukcateho on merkittävä. Myös se, että erittäin korkeisiin paineisiin tarkoitetuissa pumpuissa on sisäänrakennettu öljypumppu, joka voitelee kampiakselin laakereita ja kiertokampea, tukee edellistä oletusta.

Näiden tietojen perusteella voidaan todeta, ettei tavallisesti käytössä olevaa hydraulipumppujen hyötysuhdekäyrän periaatetta voida soveltaa erillisellä voitelukammiolla varustettujen, hitaasti kiertävien rivimäntäpumppujen tapauksessa, vaan suunnittelussa tulee lähteä oletuksesta, että pumpun hyötysuhde pysyy tasaisena käyttöalueen yli ja volymeeristen häviöiden vaikutus kokonaiskitkaan on erittäin vähäinen.

2.2.4 Vapaakiertoventtiilin toiminta

Vapaakiertoventtiili muistuttaa rakenteeltaan paljon tavallista paineenrajoitusventtiiliä. Vapaakiertoventtiilin pääasiallinen rakenteellinen ero paineenrajoitusventtiiliin on siinä, että vapaakiertoventtiileissä on jousikaran jälkeen virtausta rajoittava elementti. Vapaakiertoventtiiliin on asennettu vastaventtiili painepuolen eteen, kuten kuvassa 2.5, tai vastaventtiilin tilalla käytetään kuristinta kuten kuvassa 2.6. Poistamalla vastaventtiili ja tulppaamalla ulostulo voidaan painetoimista vapaakiertoventtiiliä käyttää tavallisena paineenrajoitusventtiilinä asentamalla se T-haaralla kiinni järjestelmän painepuoleen.

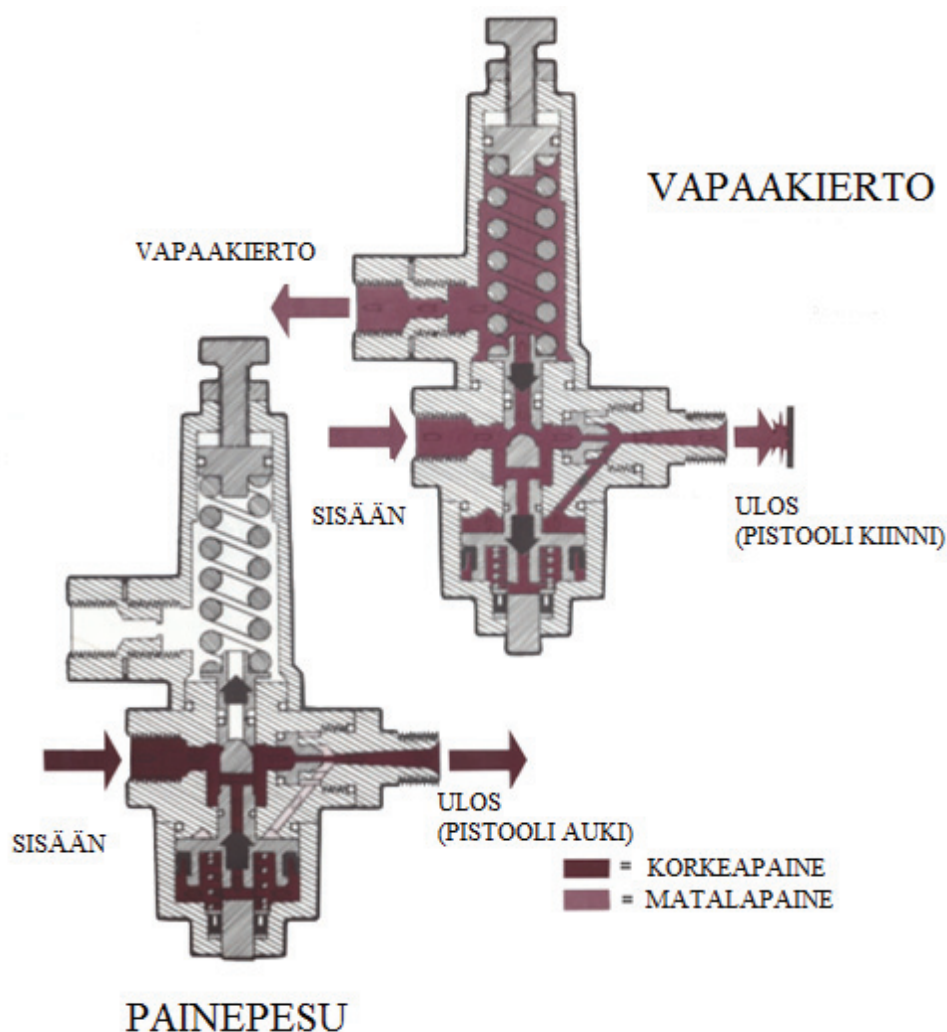
Kuvassa 2.5 esitetään painetoimisen vapaakiertoventtiilin toimintaa. Toiminta perustuu korkeapainepistoolin sulkemisesta aiheutuvaan paineen nousuun, joka sulkee vastaventtiilin. Pesupistoolin avaaminen aiheuttaa painepuolella paineen laskun, kun neste pääsee poistumaan suuttimen kautta pois, mikä avaa vapaakiertoventtiilissä olevan vastaventtiilin. Pesupistoolin ollessa auki virtaus pääsee pesusuuttimen läpi. Tällöin suuttimen aiheuttama kuristus yhdessä järjestelmän muiden häviöiden kanssa määrittää venttiilillä olevan paineen.



Kuva 2.5. Painetoimisen vapaakiertoventtiilin toiminta [14, s. 1].

Kun pesupistooli suljetaan, saadaan aikaiseksi paineen nousu, joka sulkee vastaventtiilin. Paine puolelle jää tällöin korkeampi paine, jonka avulla venttiilissä oleva mäntä painuu alas ja samalla painaa vapaakierron sulkevan kuulan alas avaten vapaakierron.

Kuvassa 2.6 esitetään virtaukseen perustuvan vapaakiertoventtiilin toimintaa. Kyseistä venttiiliä käytetään kohteissa, joissa halutaan välttää pesupistoolin rekyä, jota esiintyy vastaventtiilillä varustetussa vapaakiertoventtiilissä.



Kuva 2.6. Virtaukseen perustuvan vapaakiertoventtiilin toiminta [14, s. 2].

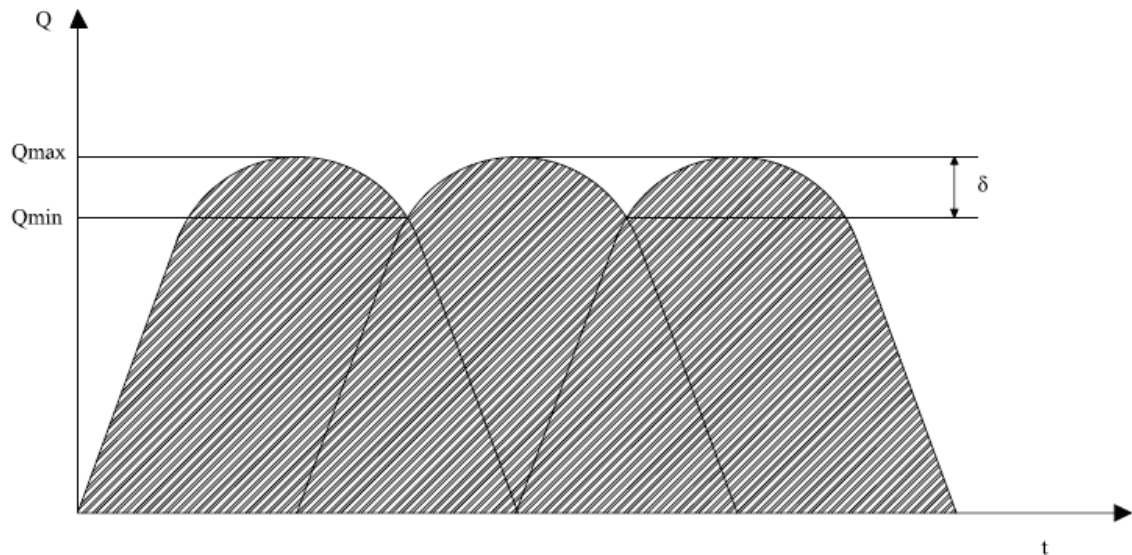
Toiminta perustuu ennen ulostuloa sijaitsevaan kuristimeen. Pistoolin avautuessa venttiilin läpi kulkeva virtaus saavuttaa kuristuessaan riittävän virtausnopeuden injektion saavuttamiseen. Tällöin venttiilin alempaa joustaa vastaan kohdistuva paine alenee, ja jousi painaa kuulan ylös sulkien vapaakierron. Kun pistooli suljetaan, nousee kammion paine, ja tällöin vapaakiertopuoli aukeaa. Vastaventtiilillä varustettu vapaakiertoventtiili on näistä kahdesta mallista yleisemmin käytetty johtuen rakenteen varmemmasta toiminnasta.

2.2.5 Paineakun mitoitus korkeapainepesuriin

Moderneilla rivimäntäpumpuilla varustettuihin korkeapainepesureihin ei normaalitapauksessa asenneta paineakku. Kolmi- tai viisimäntäinen rivimäntäpumppu tuottaa kuvan 2.7 mukaisesti tavalliseen käyttöön riittävän tasaista tilavuusvirtaa ilman suurta vaihtelua.

Kuitenkin joissain sovellutuksissa on tarpeellista asentaa paineakku. Tällainen tarve esiintyy tavallisesti silloin, kun kaksi pumppua pumppaa samaan linjaan. Toinen vas-

taava tilanne syntyy, kun pumppu on yhdistetty suoraan putkistoon ilman välissä olevaa joustavaa elementtiä, kuten letkua. Näissä tapauksissa tilavuusvirran vaihtelu voi olla merkittävää, sillä pumput voivat vahvistaa toistensa aiheuttamaa tilavuusvirran vaihtelua. Paineakun käyttötarkoitus on tällöin vaimentaa värähtelyä. Toinen käyttökohde akulle on isojen tilavuusvirtojen pumppaaminen. Tällöin korkeapainepistoolin nopea sulkeminen voi aiheuttaa voimakkaan paineiskun, joka voi pahimmassa tapauksessa päästä pumpun imupuolelle pumpun tai vapaakiertoventtiilin lävitse mahdollisesti samalla rikkoen imusuodattimen pesän ja tärisyttären vesiputkia.



Kuva 2.7. Kolmimäntäisen pumpun tuoton epätasaisuus.

Värähtelyn vaimentamiseen tarkoitettu akun kaava johdetaan seuraavasti. Oletuksena on, että pumppua pyörittävän moottorin pyörimisnopeus on tasainen, ja että häviöt pysyvät vakiona eikä järjestelmässä ole joustoja.

$$V_0 = \frac{V}{1 - \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^k} \quad (10)$$

Johtaminen lähtee liikkeelle ideaalikaasun tilanyhtälöstä johdetusta paineakun koon laskemiseen tarkoitetusta kaavasta [12, s. 132]. Kyseisessä kaavassa V_0 on paineakun koko, V on akussa olevan nesteen määrä, p_0 tarkoittaa akun esitäyttöpainetta, p_1 on järjestelmän pienin käyttöpaine vakiotuotolla ja k on adiabaattivakio. Käyttöpaine vaihtelee, sillä pumpun tuotto ei ole tasaista, vaan vaihtelee mäntien iskujen vaiheen mukaan. Koska järjestelmän paine riippuu tilavuusvirrasta, kuten kaavasta (1) on todettavissa, voidaan käyttöpaineelle asettaa ylä- ja ala-arvo.

Akussa olevan kaasun tilavuus saadaan vähentämällä akun koosta akussa olevan nesteen tilavuus.

$$V_1 = V_0 - V \quad (11)$$

Kun kaavasta (11) selvitetään akussa olevan nesteen tilavuus V ja sijoitetaan kaavaan (10) saadaan:

$$V_0 = \frac{V_0 - V_1}{1 - \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^k} \quad (12)$$

Kaavasta (12) saadaan seuraavien välivaiheiden kautta johdettua akun kaasumäärä minimi käyttöpaineella:

$$V_0 - V_0 \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{1/k} = V_0 - V_1 \quad (13)$$

josta sieventämällä saadaan:

$$V_1 = V_0 \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{1/k} \quad (14)$$

Vaihtamalla minimi käyttöpaine maksimiin p_2 saadaan nesteen tilavuus korkeimmalla käyttöpaineella:

$$V_2 = V_0 \left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{1/k} \quad (15)$$

Laskemalla pienimmän ja suurimman kaasutilavuuden välinen erotus saadaan akussa vaihtuva nestetilavuus. Koska korkeapainepesurit ovat vakioapainejärjestelmiä, joissa paine-ero aiheutuu pumpun tilavuusvirran epätasaisuudesta, asettamalla tilavuusvirran vaihtelu ja akun kaasun tilavuus yhtä suuriksi saadaan seuraava yhtälö:

$$\Delta V = V_1 - V_2 = \frac{Q}{n i} \delta \quad (16)$$

Kaavassa Q on pumpun vakiotuotto, n tarkoittaa pumpun pyörimisnopeutta, i pumpun mäntien lukumäärää ja δ pumpun tuoton epätasaisuutta. Pumpun tuotto jaettuna pyörimisnopeudelle antaa pumpun kierrostilavuuden. Jakamalla kierrostilavuus mäntien lukumäärällä saadaan yhden männän kierrostilavuus. Kertomalla männän kierrostilavuus epätasaisuudella saadaan kahden vierekkäisen siniaaltomaisen männäniskun maksimin ja leikkauspisteen välinen ero. Kyseinen ero on pumpun tuoton epätasaisuus. Epätasaisuuden kertoimena voidaan kolmimäntäisissä pumpeissa pitää noin 13,5 % [12, s. 56]. Sijoittamalla kaavojen (14) ja (15) tulokset kaavaan (16) saadaan:

$$\frac{Q}{n i} \delta = \Delta V \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{1/k} - \Delta V \left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{1/k} \quad (17)$$

Josta sieventämällä saadaan:

$$\Delta V = \frac{\frac{Q}{ni} \delta}{\left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{1/k} - \left(\frac{P_0}{P_2}\right)^{1/k}} \quad (18)$$

Kaavasta (18) saadaan haluttu paineakun pienin kaasutilavuus asettamalla haluttu järjestelmän maksimi ja minipaineen suhde. Kaava ei ota kantaa pumppua pyörittävän moottorin pyörimisnopeuden epätasaisuuteen.

2.2.6 Suodatusasteen valinta korkeapainepesurissa

Korkeapainepesurin suodattimen tarkoitus on erottaa likapartikkelit syöttövedestä. Syöttövesi saadaan tavallisesti suoraan kunnallisvedestä tai erillisestä säiliöstä. Korkeapainepesureissa ei ole samanlaista biologisen materiaalin järjestelmään muodostumisen ongelmaa kuin perinteisissä vesihydraulisissa järjestelmissä. Tämä johtuu siitä, että tavallisessa käytössä olevassa järjestelmässä neste vaihtuu uuteen, ennen kuin materiaalia alkaa muodostua. Tämän vuoksi suodattimien vaihtoajat voidaan perustellusti valita likapartikkelien kertymisen mukaan.

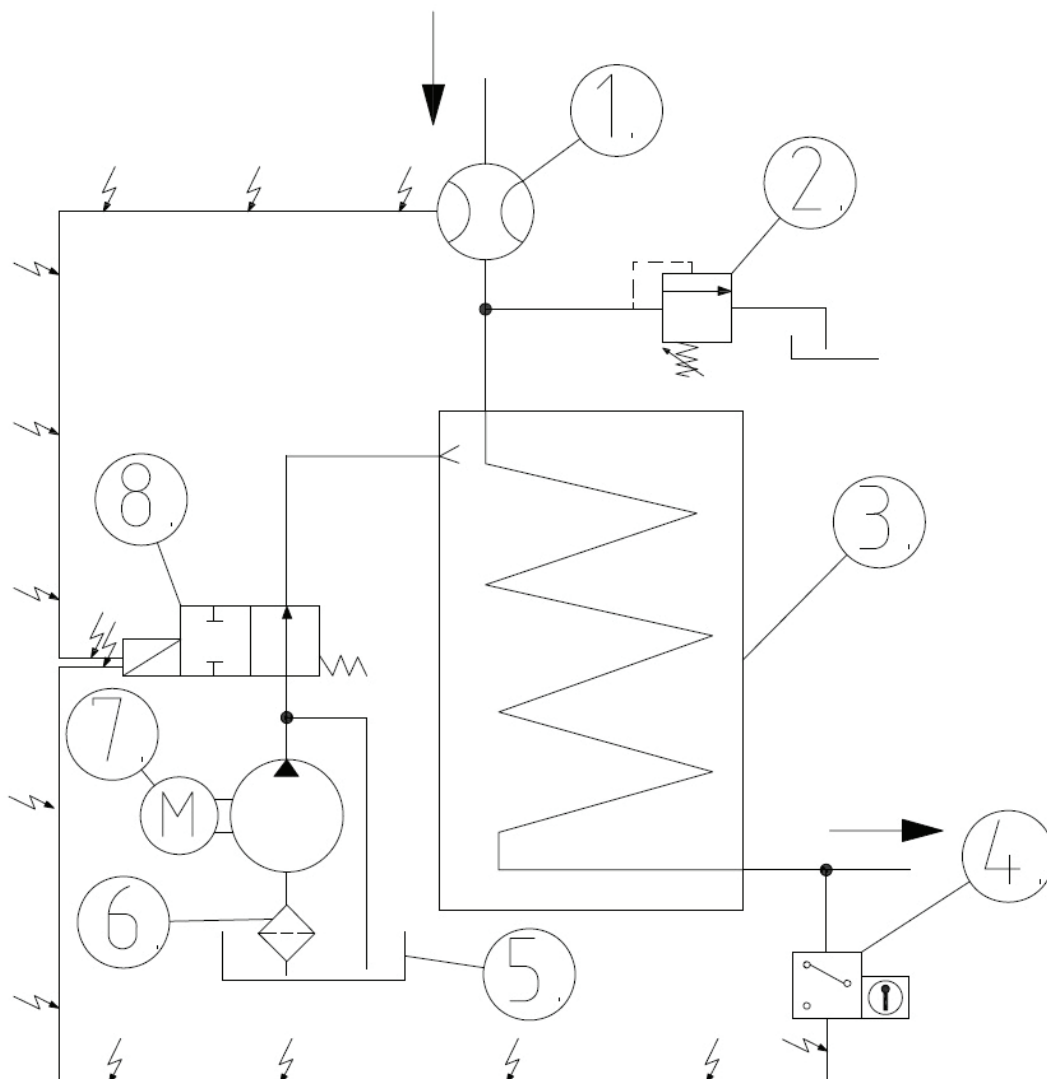
Tapauksissa, joissa syöttövesi otetaan suoraan esim. järvi- tai merivedestä, tulee suodattukseen kiinnittää erityistä huomiota. Järvi- ja merivesi tulee suodattaa karkealla imusuodattimella ennen kuin se ohjataan verkko- tai narusuodattimeen. Tapauksissa, joissa suodatus jätetään pois, pumppu imee veden mukana järvessä olevaa materiaalia, mikä aiheuttaa ylimääräistä kulumista. Imuveden mukana kulkeutuva humus, hiekka, kalat, simpukat ynnä muu materiaali vaurioittaa pumppua sekä pumpun venttiilejä ja tiivisteitä.

Suodatin valitaan siten, että se täyttää järjestelmän likaherkimmän komponentin vaatimukset. Rivimäntäpumpuille tämä arvo on tavallisesti 100 µm, mutta painepesurikomponenttien valmistajat eivät useinkaan ilmoita kyseisiä arvoja, joten käytössä todettua 60 µm suodatusta voidaan pitää riittävänä. Niissä yksiköissä, joissa pumppu on jatkuvassa käytössä esim. korkeapainepumppaamona, voidaan suodatusta parantaa aina 5-10 µm asti. Tällä saavutetaan parempi veden laatu sekä pidemmät huoltovälit pumpulle. [3]

2.2.7 Veden kuumennusyksikön rakenne ja mitoitus

Eräissä pesukohteissa on hyötyä korkeapaineveden kuumennuksesta. Veden kuumennus pyritään toteuttamaan järjestelmän painepuolella, sillä pumpun tiivisteet ja venttiilit eivät tavallisesti kestä kovin kuumaa vettä, ja pumpun kavitointi on todennäköisempää, jos imuvesi on kuumennettua.

Kuvassa 2.8 esitetyn vedenkuumennusyksikön rakenne koostuu polttimeen(3.) sisälle asennutetusta kierukasta, jonka läpi virtaava vesi lämpenee kierukan ympärillä tapahtuvan palamisreaktion ansiosta.



Kuva 2.8. Korkeapainepesureissa käytettävän veden kuumennusyksikön virtauskaavio.

Kuvassa 2.8 on esitetty yksi tapa koota veden kuumennusyksikkö. Yksikössä puhallinmoottoriyhdistelmä puhalttaa palotilaan ilmaa ja samalla pyörittää yhdistelmässä mukana olevaa öljypumppua(7.), joka pumppaa polttoainetta polttoainesuuttimille. Suuttimille päätyvän polttoaineen määrää säätelee magneettiventtiili(8.), jota ohjataan virtauskytkimellä(1.) ja termostaatilla(4.). Suuttimien viereen on asennettu elektrodi, jonka tarkoitus on sytyttää polttoaine palotilassa. Palamisreaktiota tarkkaillaan valovastuksella, joka häiriötilanteessa sammuttaa yksikön.

Virtauskytkin ja termostaatti on kytketty sarjaan, jolloin polttoaineen syöttöä ohjaavan magneettiventtiilin avautuminen vaatii, että lähtevän veden lämpötila on alhaisempi kuin termostaatille asetettu rajalämpö, ja että vesi virtaa lämmittimen lävitse. Tällä yh-

distelmällä varmistutaan siitä, ettei laite vikatilanteessa kuumenna paikallaan olevaa vettä. Tällöin vältetään mahdolliset ylikuumenemisesta seuraavat ongelmat, kuten lämmittimen räjähtäminen. Viimeisenä turvallisuutta parantavana ominaisuutena yksikössä on oma paineenrajoitusventtiili(2.), joka on normaalisti asetettu lämmittimen suurimpaan paineenkestoon.

Vedenlämmittimen teho ilmoitetaan kilowatteina. Veden lämpeneminen saadaan johdetua lämpöopin peruskaavasta:

$$\Delta T = \frac{\dot{m}c}{Q_T} \quad (19)$$

Kaavassa Q_T on yksikön ilmoitettu teho, \dot{m} lämmittimen läpi virtaava massavirta ja c on läpi virtaavan nesteen ominaislämpökapasiteetti. Massavirta saadaan laskettua selvittämällä lämmittimen kierukan pituus ja kierukassa käytetyn putken sisähalkaisija. Laskemalla massavirran nopeus ja kertomalla se kierukan pituuden käänteisluvulla saadaan huomioitua aika jonka neste on lämmityksen alaisena.

$$\dot{m} = Q\rho \quad (20)$$

Sijoittamalla kaava (20) kaavaan (19) saadaan:

$$\Delta T = \frac{Q\rho c}{Q_T} \quad (21)$$

Edellä esitetyt kaavat eivät ota kantaa laitteen hyötysuhteeseen. Hyötysuhde saadaan selville pumppaamalla kuumennusyksikön lävitse vakiotilavuuspumpulla vettä, jonka lämpötila tiedetään. Ulos tulevan veden lämpötila mitataan, ja siitä laskemalla saatua antotehoa vertaamalla ottotehoon saadaan yksikön hyötysuhde. Eri valmistajien yksiköille ei voida käyttää samoja hyötysuhdearvoja. Tämä johtuu siitä, että valmistajat ilmoittavat yksikön tehon käytetyn polttoaineen lämmitystehon perusteella.

$$Q_T = Q_D C \quad (22)$$

Kaavassa Q_D dieselin lämpöarvo litraa kohden (9,96 kWh/l) ja C yksikön polttoaineen kulutus. Tämän perusteella yksikön ottotehoa voidaan lisätä asentamalla suuremmat suuttimet. Tällöin polttoaineen kulutus kasvaa ja yksikön nimellisteho nousee, vaikka suuri osa polttoaineesta palaa huonommin ja täten laskee yksikön hyötysuhdetta.

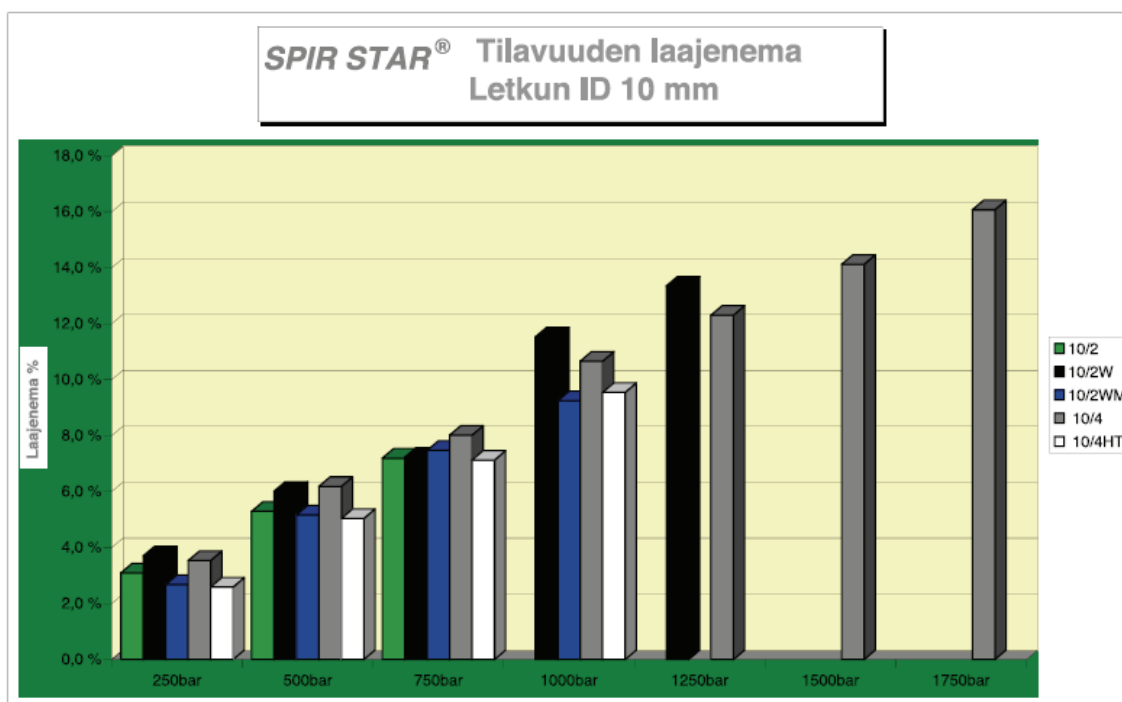
2.2.8 Korkeapainepesurin virtaushäviöt

Korkeapainepesurit voidaan jakaa käyttökohteen mukaan perinteisiksi korkeapainepesureiksi tai korkeapainepumppaamoiksi. Tavallisessa korkeapainepesurissa korkeapaineletku yhdistyy suoraan pumppuun ja korkeapainepistooliin. Korkeapainepumppaamossa virtaus johdetaan keskitetystä pumppuasemasta putkistoa pitkin useille letkuradoille ja -keloille. Toisin kuin öljyhydraulisissa järjestelmissä, joissa virtausta ohjaa-

vat venttiilit aiheuttavat merkittäviä paine-eroja, korkeapainepesureissa tätä ongelmaa ei esiinny, sillä tavallisesti käytettävien toimilaitteventtiilien painehäviö on vähäinen. Täten siis merkittävin painehäviötä aiheuttava osa järjestelmässä on tavallisimmin korkeapaineletku sekä putkisto, joiden aiheuttaman painehäviön laskenta on syytä tehdä.

Korkeapaineletkut ilmoitetaan tavallisesti tuumakokoina, joista yleisimmin käytössä ovat 1/8", 1/4", 3/8", 1/2", 3/4" ja 1". Letkuja on useita eri malleja riippuen paineesta, lämpötilasta ja käyttötarkoituksesta.

Letkuilla on tapana laajeta paineen alla, joten tarkkojen parametrien selvittäminen ja niillä laskeminen on hankalaa. Halutessa voidaan kuitenkin paremman tiedon puutteessa käyttää nyrkkisääntönä alle 1000 bar:n letkuilla laskukaavaa, jossa letkussa oleva paine jaetaan sadalla, jolloin saadaan tilavuuden laajenema prosentteina. Kuvassa 2.9 esitetyn Spir Star -letkun laajenema noudattaa hyvin kyseistä sääntöä.



Kuva 2.9. Spirstar letkujen tilavuuden laajeneminen suhteessa letkussa olevaan paineeseen [15].

Käytännön laskuissa on kuitenkin edellisestä johtuen perusteltua sopia tietty tuumakokoa vastaava letkun sisähalkaisijan arvo ja laskea painehäviö kyseisellä arvolla. Letkun aiheuttaman painehäviön laskenta tehdään vastaavasti kuin hydrauliputken. Sekä letkun että hydrauliputken pinnankarheus on samaa kokoluokkaa. Aluksi selvitetään letkussa olevan veden virtausnopeus. [7,s. 52]

$$v = \frac{Q}{\frac{1}{4}\pi d^2} \quad (23)$$

Seuraava vaihe on laskea virtaukselle Reynoldsin luku, joka saadaan kertomalla virtausnopeus virtauskanavan hydraulisella halkaisijalla ja jakamalla saatu tulos nesteen kinemaattisella viskositeetilla. [12, s. 44]

$$\text{Re} = \frac{vD_H}{\nu} \quad (24)$$

Jos Reynoldsin luku on pienempi kuin kokeellisesti määritelty kriittinen Reynoldsin luku, Re_{kr} on virtaus laminaarista. Muussa tapauksessa virtausta voidaan pitää turbulenttisena. Kitkakertoimen laskentakaava riippuu Reynoldsin luvun suuruudesta. Reynoldsin luvuille 1-100000 kitkakerroin saadaan laskettua Blasiusen yhtälöstä: [12, s. 52]

$$\lambda = 0,3164 \text{Re}^{-\frac{1}{4}} \quad (25)$$

Reynoldsin luvun alueelle 100000-5000000 kitkakerroin saadaan Nikuradeksen yhtälöstä. [12, s.52]

$$\lambda = 0,0032 + 0,211 \text{Re}^{-0,237} \quad (26)$$

Jos Reynoldsin luku on yli 10^5 , on laskenta syytä aloittaa alusta suuremmalla putki- tai letkukoolla. Kitkakertoimen määrittämisen jälkeen sijoitetaan nesteen tiheys, kitkakerroin, virtausnopeus, virtauskanavan sisähalkaisija sekä letkun tai putken pituus painehäviön kaavaan. [12, s.51]

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho v^2 \frac{l_{\text{letku}}}{d} \lambda \quad (27)$$

Painehäviön jälkeen suoritetaan arvio siitä, onko letku tai putki syytä vaihtaa. Noin 20 bar painehäviö on vielä sallittava, mutta jos painehäviö on reilusti yli 20 bar, on seuraavan letku- tai putkikoon valinta perusteltua.

2.3 Polttomoottorikäyttöisen korkeapainepesurin kierrosnopeussäädön menetelmät

Työssä suunniteltava kierrossäätö on mahdollista toteuttaa useilla eri tavoilla. Tässä kappaleessa esitellään kolme erilaista tekniikkaa, joista kaksi on työssä sovellettavia uusia tekniikoita. Ensimmäisenä esitellään lähtötilanteena toimiva painekompensoitu kierrosluvunsäädin. Kyseessä on nykyisin käytössä oleva tekniikka, joka nostaa ja laskee polttomoottorin kierrokset sen mukaan, onko pesupistooli auki vai kiinni. Kyseinen malli voidaan asentaa yhdelle tai useammalle käyttäjälle, mutta se ei säädä moottorin kierroksia kuin haluttuun maksimiin tai niin sanotusti tyhjäkäynnille.

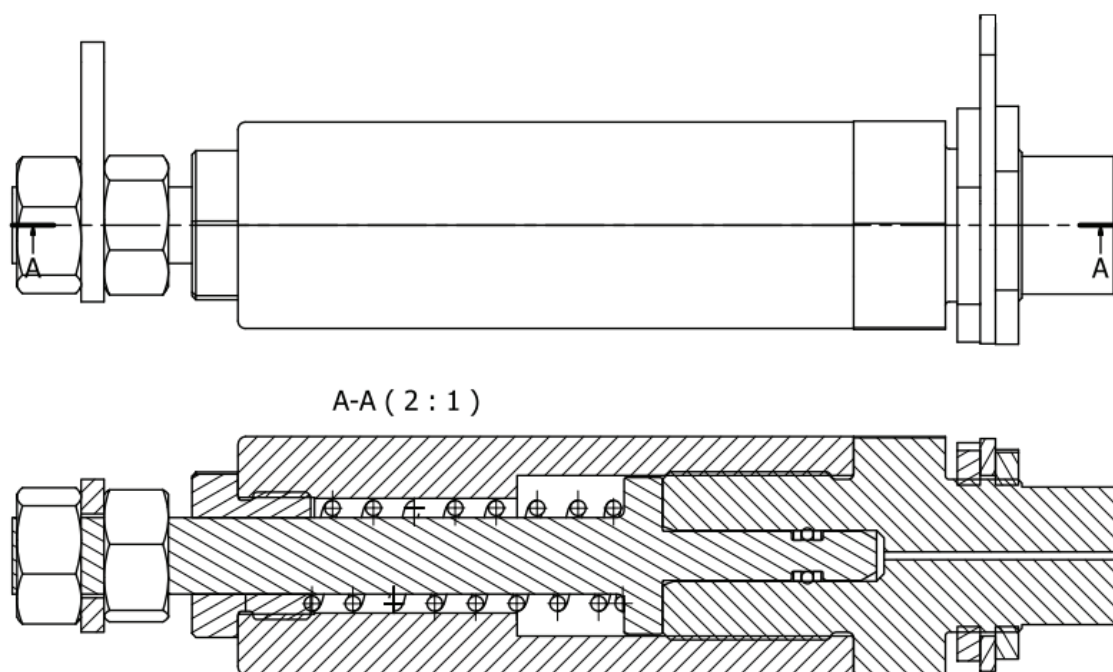
Tässä työssä esitellään uusina tekniikoina polttomoottorikäyttöisen korkeapainepesurin polttoaineensyötön hallintaan vaikuttavalla sähkömekaanisella servolla tehtävä kierrossäätö sekä erilliselle käyttöpaneelille ohjelmoitava kierrossäätö, joka käyttää hyväksi

moottorissa olevaa ECU:a sekä sen ohjaamaa yhteispaineruiskutusta. Molemmat tekniikat ovat olleet käytössä eri sovellutuksissa, mutta korkeapainepesureissa niiden tuomia mahdollisuuksia ei ole aikasemmin hyödynnetty.

2.3.1 Painekompensoitu kierroslukusäätö

Kuvassa 2.9 esitetyn painekompensoidun kierrosluvunsäätimen toiminta käyttää hyväkseen korkeapainepesureiden vapaakiertoventtiilin tapaa laskea vastaventtiilin ja pumpun välinen osa vapaakierrolle, kun korkeapainepistooli suljetaan. Vapaakiertoventtiilin ominaisuus laskea pumpun puolen paine vapaakierron ajaksi antaa mahdollisuuden ohjata polttomoottorin kierroksia yksinkertaisella jousipalautteisella männällä.

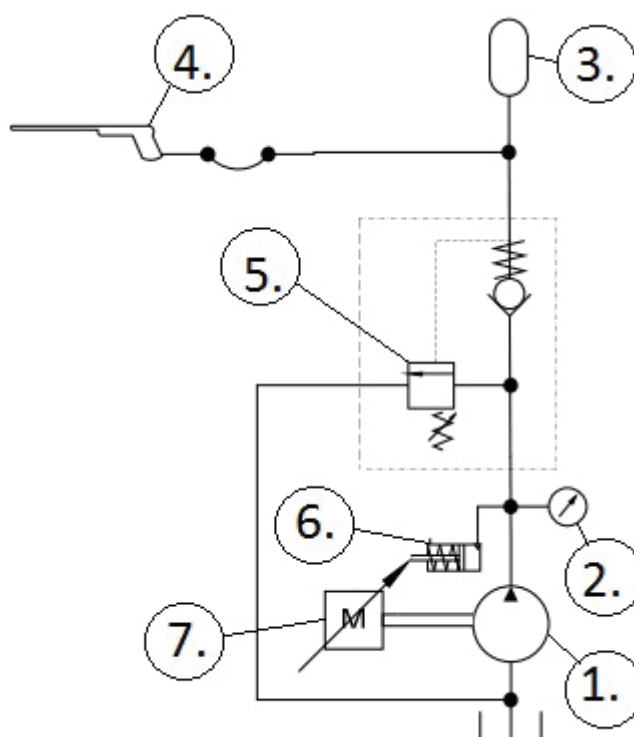
Kiinnittämällä polttomoottorin kaasuvaijeri männän varteen voidaan moottorin kierroksia ohjata pesuvaiheen mukaan. Painekompensoitu kierrosluvun säädin toimii parhaiten yhden käyttäjän koneikoissa, mutta säädin voidaan myös asentaa useamman käyttäjän koneikkoon.



Kuva 2.9. Korkeapainepesureissa käytettävän painekompensoidun kierrossäätimen kuva.

Kuvassa 2.9 on Finfinet Oy:ssä suunniteltu PM-500 kierrossäädin. Polttomoottorin kaasuvaijeri ujutetaan säätimen kuvassa oikeanpuoleisen vetimen lävitse ja kiinnitetään vasemmanpuoleiseen vetimeen. Vasemmanpuoleinen vedin on kiinni kierrossäätimen männässä. Männän liike on rakenteellisesti rajoitettu 14 mm:in, joka on käytössä todettu riittäväksi iskun pituudeksi kierrossäädön toiminnan kannalta. Mäntä on jousipalautteinen, joten painekompensoitu kierrossäädin laskee moottorin kierrokset, kun vapaakiertoventtiili siirtää pumpun vapaakierrolle.

Kuvassa 2.10 on hydraulikaavio polttomootorikäyttöisestä korkeapainepesurista, johon on asennettu painekompensoitu kierrossäädin(6.). Paine kompensoitu kierrossäädin on kytketty koneikon painelinjaan ennen vapaakiertoventtiilin vastaventtiiliä(5.). Kun korkeapainepistooli(4.) avataan, paine laskee pistoolin ja vastaventtiilin välisessä linjassa. Tällöin vapaakiertoventtiili sulkeutuu, koska ohjauspaine ei riitä kumoamaan jousivoimaa, ja tällöin vesi pääsee virtaamaan korkeapainepistoolin lävitse. Tässä tilanteessa linjassa on työpaine, joka riittää voittamaan kierrossäätimen jousen voiman. Tällöin kierrossäätimen mäntä liikkuu ulos samalla kiristäen siihen kytketyn kaasuvaijerin. Kaasuvaijerin kiristyminen nostaa polttomootorin(7.) pyörimisnopeuden säädetylle tasolle. Polttomootorin pyörimisnopeus välittyy pumpulle(1.), mikä taas nostaa järjestelmän tuoton halutulle tasolle.



Kuva 2.10. Paine kompensoidulla kierrossäätimellä varustetun korkeapainepesurin hydraulikaavio.

Kun korkeapainepistooli suljetaan, nousee korkeapainelinjassa paine, mikä sulkee vastaventtiilin. Linjaan jäänyt paine avaa samalla vapaakiertoventtiilin, mikä siirtää pumpun vapaakierrolle. Tässä vaiheessa pumpun ja vastaventtiilin välisessä linjassa vallitsee paine, joka aiheutuu vapaakierron virtaushäviöistä. Tämä tarkoittaa normaalitapauksessa alle 20 bar painetta. Alhainen paine ei riitä voittamaan kierrossäätimen jousen esikiristyksestä aiheutuvaa voimaa, vaan kierrossäätimen mäntä siirtyy takaisin alkupaikalle. Männän siirtyminen löysää polttomootorin kaasuvaijerin, mikä taas alentaa polttomootorin kierroksia. Alentunut kierrosnopeus laskee myös pumpun pyörimisno-

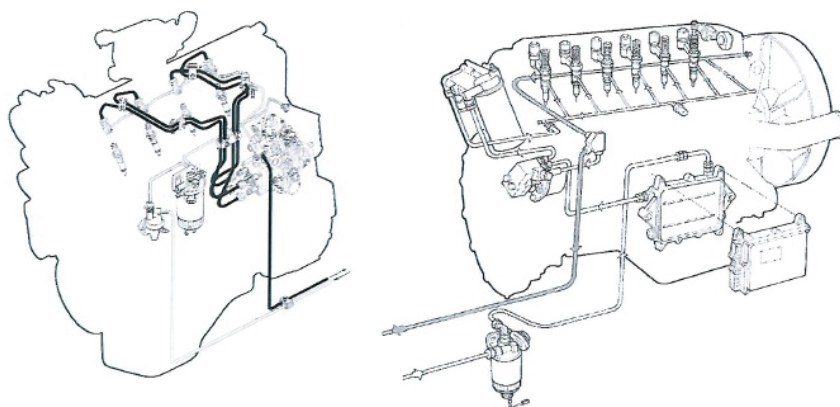
peutta, mikä taas vähentää tuottoa, minkä vuoksi virtausvastukset pienenevät ja paine vapaakierrolla laskee entisestään.

Teknisesti painekompensoitu kierrossäädin on helppo asentaa moottoreihin, joissa on mekaanisesti toteutettu ruiskutus. Oikein asennettuna kierrossäädin vähentää koneikon käyttökustannuksia ja pidentää huoltovälejä. Huonona ominaisuutena ovat painekompensoidun kierrossäätimen rajoitetut käyttömahdollisuudet. Säädin antaa täyden hyödyn ainoastaan yhden käyttäjän koneikoissa.

2.3.2 Sähkömekaaninen servosäätö

Painekompensoidulla kierrossäätimellä ei voida tehdä todellista säätöä useamman kuin yhden pesijän käyttöön tarkoitetulle koneelle. Kierrosnopeussäätö koko pumpun käyttökelpoisen pyörimisnopeusalueen sisällä on vakiintunut tekniikka suurissa sähkömoottorikäyttöisissä keskuspumppaamoissa. Sähkömoottorin pyörimisnopeutta ohjataan taajuusmuuntajalla, jossa on PID-säätö. Takaisinkytkentä saadaan paineanturista, joka on vastaventtiilin ja korkeapainepistoolin välissä.

Vastaavalla periaatteella toimivaa tekniikkaa on mahdollista soveltaa mekaanisella polttoainepumpulla varustettuihin dieselmoottoreihin. Moottorin pyörimisnopeutta säädetään hallitsemalla suuttimien läpi virtaavan polttoaineen määrää. Mekaanisesti ohjattuja polttoaineen syöttötekniikoita on käytännössä kaksi kappaletta. Kuvassa 2.11 vasemmalla on yhdellä polttoainepumpulla toteutettu järjestelmä, jossa yksi pumppu syöttää polttoainetta kaikille suuttimille. Oikealla puolella on pumppusuutinjärjestelmä, jossa jokaiselle suuttimelle on asennettu oma pumppu.

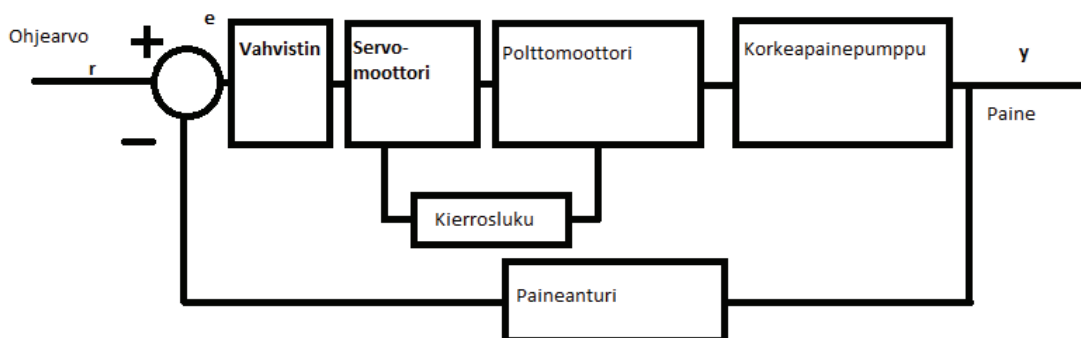


Kuva 2.11. Vasemmalla perinteisellä polttoainepumpulla ja oikealla pumppusuuttimilla toteutettu ruiskutusjärjestelmä [10, s. 49–51].

Servomoottori voidaan asentaa ohjaamaan suoraan moottorin kaasuvipuun kytkettyä kaasuvaijeria tai suoraan kaasuvipua. Muita vaihtoehtoja on polttoainepumpun ohjaaminen tai polttoainepumpussa olevan sammutussolenoidin vaihtaminen servoon, jolloin

polttoaineen saantia kuristamalla voidaan säätää moottorin kierroksia. Eri valmistajilla on vielä omia ratkaisujaan, jotka voidaan asentaa suoraan moottoriin.

Servomoottorisäädön toimintaperiaatteena on pyrkiä pitämään linjassa vakioaine polttomoottorin pyörimisnopeutta säätämällä. Kuvassa 2.12 on esitetty säädön lohkokaavio. Korkeapainelinjassa on vapaakiertoventtiilin vastaventtiilin jälkeen asennettu paineanturi. Kun pesurilla on kaksi käyttäjää, joilla molemmilla on esim. 065 suutin (taulukko 2.2), yhden pesijän tapauksessa kuvitteellinen pesuri 18 l/min tuotolla nostaisi paineen 150 bar:iin. Jos toinen pesijä nyt avaa pesupistoolin, tuotto jakaantuu tasaisesti molempien suuttimien lävitse, mikä tarkoittaa 9 l/min pesijää kohden. Tällöin järjestelmä nostaa paineen enää 40 bar:iin. Paineanturin signaali muuttuu suhteessa paineen putoamiseen, ja tällöin referenssipaineen ja paineanturin erotuksesta tulee ohjauskortin kautta uusi jännite servoaktuaattorille. Servoaktuaattorin liike vaikuttaa polttomoottorin pyörimisnopeuteen ja polttomoottorin pyörimisnopeus korkeapainepumpun tuottoon. Esimerkitapauksessa polttomoottorin kierrosnopeus nousisi kaksinkertaiseksi. Kaksinkertaisella pyörimisnopeudella pumppu tuottaa 2×18 l/min. Tällä tuotolla järjestelmän paine nousee takaisin 150 bar:iin.



Kuva 2.12. Polttomoottorin kierrosnopeuden servosäädön lohkokaavio.

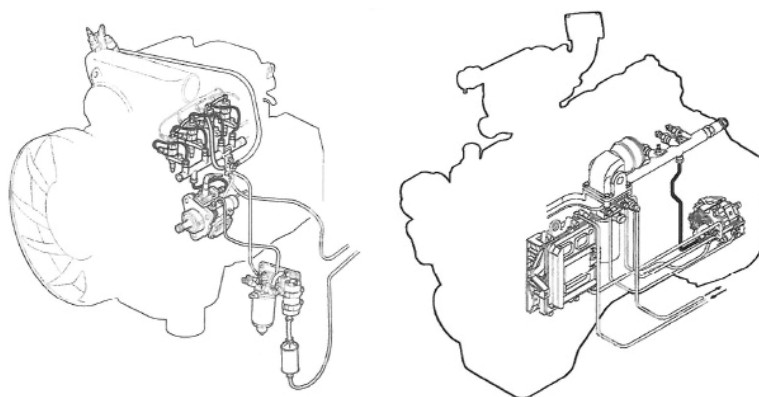
Kun molemmat käyttäjät lopettavat pesun, jää vapaakiertoventtiilin vastaventtiilin ja korkeapainepistoolien väliin paine samalla, kun pumpun ja vapaakiertoventtiilin välissä on vain virtausvastuksen aiheuttama paine. Tästä johtuen on ehdottoman tärkeää, että paineanturi on asennettu vastaventtiilin ja korkeapainepistoolien väliin, sillä tällöin paineanturin ja ohjearvon välinen erotus pysyy lähes nollana, kun pesupistoolit eivät ole auki. Tämä tarkoittaa sitä, että polttomoottori käy ns. tyhjäkäynnillä, kun kukaan ei ole pesemässä. Jos paineanturi olisi asennettu vapaakiertoventtiilin ja pumpun väliin, yrittäisi servomoottori turhaan hakea haluttua painetta säätämällä kierrosnopeuden suurimpaan arvoonsa. Tämä tarkoittaisi, että polttomoottorin kierrosnopeus olisi suurin mahdollinen silloin, kun kukaan ei käytä pesupistoolia.

Servosäätö itsessään on erittäin helppo asentaa, sillä eräillä valmistajilla on saatavilla vastaavaan käyttötarkoitukseen suunniteltuja ratkaisuja. Suunnittelussa pitää kuitenkin

ottaa huomioon, että polttomoottorin momentti ja tehokäyrästä tippuvat rajusti, kun moottorin pyörimisnopeus puolitetaan. Tämän vuoksi valinta tulee suorittaa siten, että moottorin tehokäyrä on mahdollisimman tasainen halutulla kierrosvälillä.

2.3.3 Dieselmoottorin elektroninen kierrossäätö yhteispaineruiskutusmoottoreissa

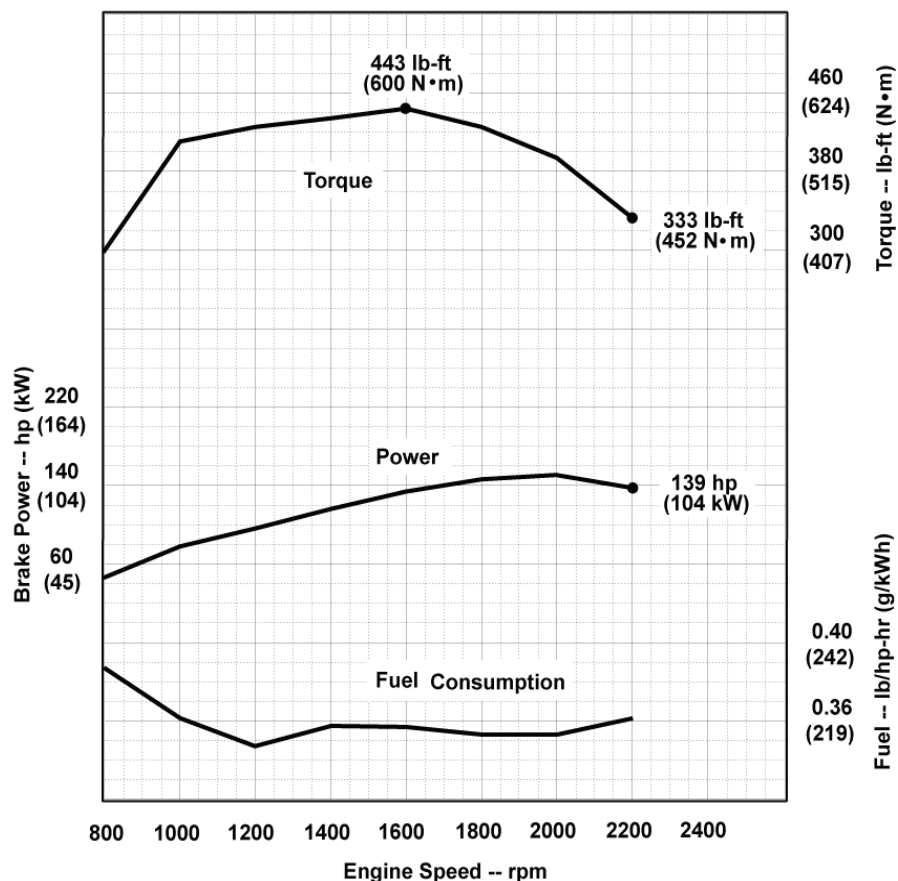
Dieselmoottoreissa on kokoluokasta sekä käyttötarkoituksesta riippuen tavallisesti yhteispaineruiskutuksella, perinteisellä jakajapumpulla tai pumppusuuttimilla toteutettu polttoaineen ruiskutus. Moottoreissa, joissa on yhteispaineruiskutus, on myös ruiskutusta ohjaava elektroninen ohjausyksikkö eli ECU (Electronic Control Unit). Eri moottorinvalmistajilla on omia nimityksiään yksikölle, mutta tässä työssä käytetään selkeyden vuoksi yhtä nimitystä. ECU:lla ohjataan moottorin sähköisesti ohjattavia osia, kuten esimerkiksi yhteispaineruiskutusta. ECU:ssa on tallennettuna moottorin optimaaliset teho- ja momenttikäyrästä, joiden perusteella ohjaustietokone säätelee muunmuassa pyörimisnopeutta. Kuvassa 2.13 on esitetty kaksi erilaista tapaa yhteispaineruiskutuksen toteutukseen.



Kuva 2.13. Kaksi erilaista yhteispaineruiskutusjärjestelmää [10, s. 49–51].

Moottorin yhteispaineruiskutus on yleistynyt tekniikka dieselmoottoreiden ohjauksessa. Autoihin asennettavissa moottoreissa ECU on nykyisin lähestulkoon kaikissa merkeissä. Voimanlähteenä käytettävissä dieselmoottoreissa käytetään vielä jonkin verran mekaanista polttoaineensyöttöä johtuen tekniikan edullisuudesta. Tiukentuvien päästömääräysten vuoksi voidaan olettaa että tulevaisuudessa yhteispaineruiskutus tulee syrjäyttämään mekaanisen polttoaineensyötön. Tämän vuoksi on perusteltua kehittää työssä valmis ratkaisu myös yhteispaineruiskutuksen avulla tehtävään kierrosnopeuden säätöön.

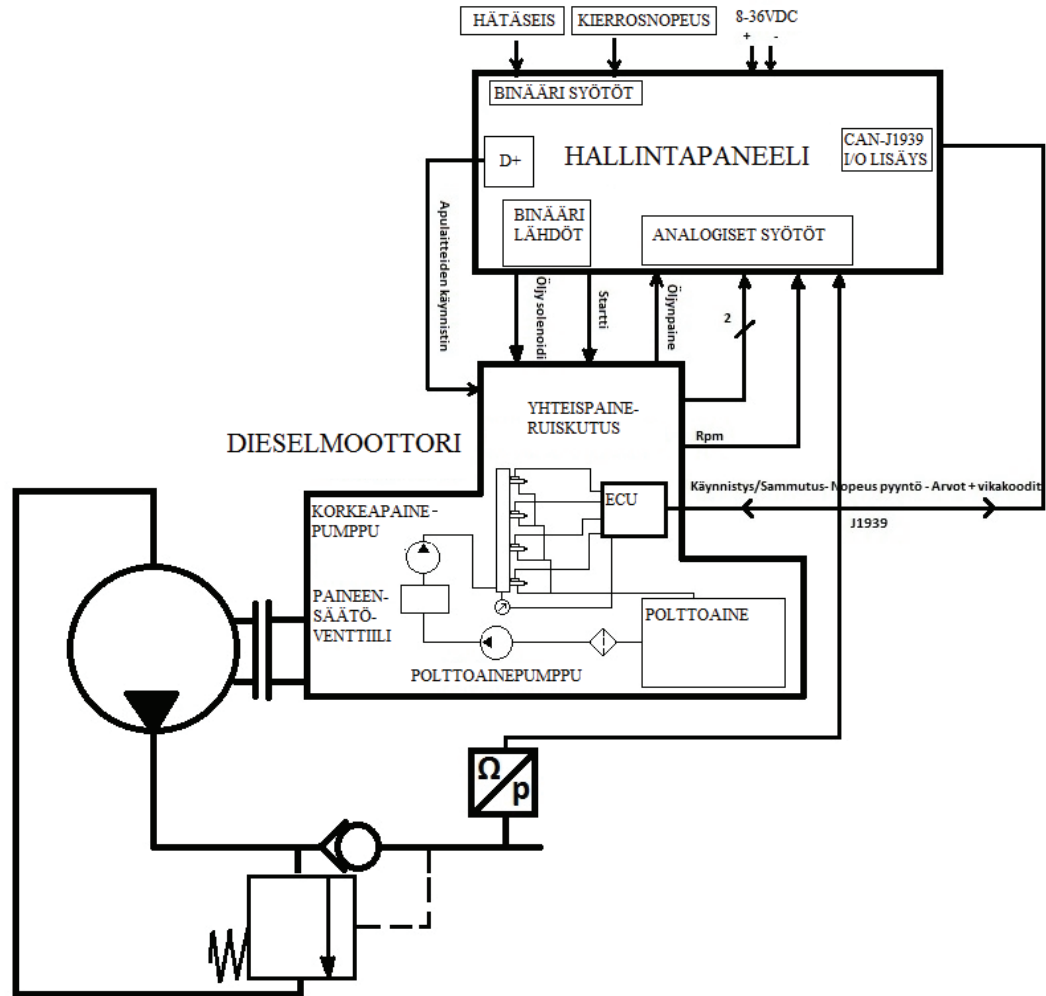
Kuvaan 2.14 on merkitty erään dieselmoottorin momentti-, teho- ja polttoaineenkulutuskäyrät. Kyseisessä dieselmoottorissa on yhteispaineruiskutus, minkä vuoksi polttoaineen kulutus ei ole alhaisimmillaan vääntömomentin maksimiarvon kohdalla, vaan se muuttuu eräsäännöllisesti suhteessa kierrosnopeuteen.



Kuva 2.14. Yhteispainepaineruiskutusjärjestelmällä varustetun dieselmoottorin teho-käyrästä [16].

Varsinainen kierrosluvun säätö tapahtuu erillisessä hallintapaneelissa. Useat yritykset valmistavat erillisiä hallintapaneeleja dieselmoottoreille ja -generaattoreille. Hallintapaneelit ovat ohjelmoitavia erillisiä yksiköitä, joihin on mahdollista tuoda moottorista erilaisia tietoja, kuten kierrosnopeus ja öljynpaine.

Kuvasta 2.15 on esitetty periaatekuva erään valmistajan dieselmoottorin hallintapaneelin avulla toteutusta kierrossäädöstä. Hallintapaneeliin kytketään tavalliset analogiset ja binääriarvoiset tulot sekä lähdöt. Tällaisia ovat esimerkiksi öljynpaine ja starttimoottorin käynnistys. Lisäksi hallintapaneeliin on kytketty CAN-väylä, joka on yhdistetty moottorin ECU:un.



Kuva 2.15. Periaatekuva vakiopainejärjestelmän toteuttamisesta elektronista yhteispainepaineruiskutusta hyväksi käyttäen.

Varsinainen kierrossäätö ohjelmoidaan hallintapaneeliin. Hallintapaneeliin ohjelmoidaan haluttu painetaso. Paneelissa tapahtuu vertailu ohjelmoidun arvon ja painelähettimeltä saatavan painetiedon välillä. Ohjearvon ja anturitiedon välinen erotus muunnetaan kierrosnopeudeksi, jota verrataan moottorissa olevalta kierrosnopeusanturilta saatavaan kierrosnopeustietoon. Tämän erotuksen perusteella hallintapaneeli lähettää ECU:lle pyynnön nostaa dieselmoottorin kierrosnopeutta.

2.4 Konedirektiivin vaatimukset korkeapainepesurille

Koneiden markkinoille tuominen EU:n alueella vaatii, että kone täyttää EU:n konedirektiivin asettamat vaatimukset. Konedirektiivin 2006/42/EY tarkoituksena on harmonisoida EU:n alueella tuotettavien koneiden säädökset. Konedirektiivin liitteessä I on määritelty yleisesti koneiden suunnittelussa ja markkinoille tuomisessa vaadittavat terveys- ja turvallisuusvaatimukset. [17]

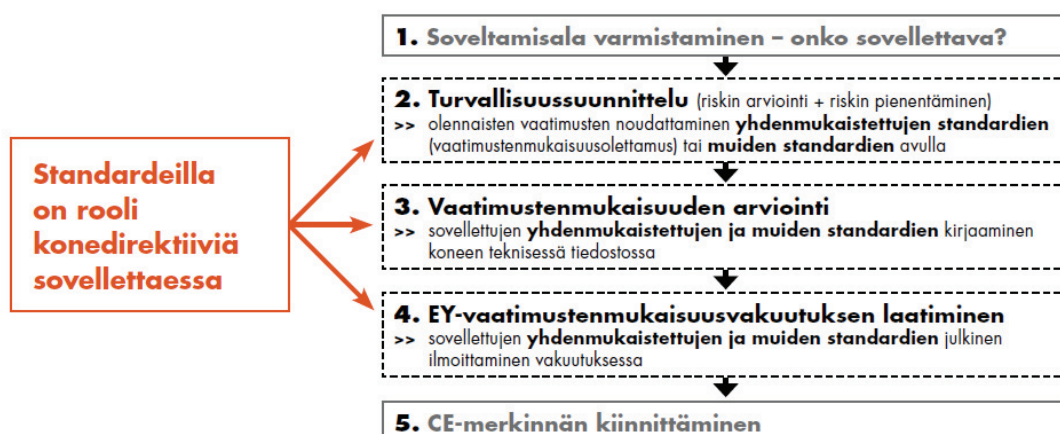
2.4.1 Konedirektiivin toteuttavat kansalliset standardit

Konedirektiivi koskee kaikkia koneita ja koneista koottavia koneyhdistelmiä sekä vaihdettavia laitteita, turvakomponentteja, nostoapuvälineitä, nostamiseen tarkoitettuja ketjuja, köysiä ja voimia, nivelakseleita, sekä osittain valmiita laitteita. Edellisestä johtuen direktiivi on itsessään hyvinkin laaja eikä ota kovinkaan tarkasti kantaa yksityiskohtiin. Tästä johtuen on julkaistu konedirektiivin toteuttavia standardeja. Kyseiset standardit on jaettu kolmeen luokkaan. [17, s.3]

- **A-tyypin standardit:** määrittelevät perusterminologian, riskinarvioinnin periaatteet ja turvallisuussuunnittelun periaatteet. (SFS-EN 12100-1 +A1, SFS-EN ISO 12100-1+A1 ja SFS-EN ISO 14121-1)
- **B-tyypin standardit:** käsittelevät suunnittelijan tarvitsemaa perustietoa, kuten esimerkiksi ergonomiaa ja suojuksia.
- **C-tyypin standardit:** sisältävät yksityiskohtaiset yksittäisten koneiden tai koneryhmien turvallisuusvaatimukset. C-tyypin standardit viittaavat A- ja B-tyypin standardeihin.

Konedirektiivin ja standardien hierarkiassa konedirektiivi tulee ensimmäisenä ja tämän jälkeen standardit järjestyksessä A, B ja C. Käytännön suunnittelutyössä tulee ensimmäisenä selvittää, löytyykö kyseisestä kokonaisuudesta C-tyypin standardia. Jos kyseinen standardi löytyy, sen avulla selviää, mitä B-tyypin standardia pitää soveltaa. [17]

Kuvassa 2.16 kaaviossa on esitetty standardien rooli suunnittelun eri vaiheissa. Ensimmäinen vaihe on etsiä sopiva standardi ja tämän jälkeen tehdä standardin avulla riskien kartoitus. Seuraavaksi arvioidaan, täyttääkö koneikko standardin vaatimukset, ja kirjataan käytetyt standardit koneen tekniseen tiedostoon. Tämän jälkeen laaditaan vaatimustenmukaisuustodistus, jonka jälkeen koneikkoon voidaan merkitä CE-merkki.



Kuva 2.16. Standardien rooli konedirektiivin soveltamisen eri vaiheissa [17, s. 4].

Valmistajan ei ole pakko käyttää standardeja, vaan riittää, että koneikko on suunniteltu konedirektiivin mukaan. Kuitenkin käyttäessään yhdenmukaistettua standardia suunnittelija varmistuu siitä, että konedirektiivin vaatimukset automaattisesti täyttyvät.

2.4.2 Koneen valmistajan tehtävät ennen CE-merkinnän kiinnittämistä

Nykyisin jokaisessa uudessa koneessa on oltava CE-merkintä. CE-merkinnällä valmistaja osoittaa, että kone täyttää konepääötöksen ja muiden merkintää vaativien määräysten vaatimukset. Ennen markkinoille tuomista koneen valmistajan tulee:

1. Arvioida riskit järjestelmällisesti.
2. Selvittää konetta koskevat turvallisuusvaatimukset.
3. Suunnitella sekä rakentaa kone olennaisten turvallisuusvaatimusten mukaisesti.
4. Laatia tekninen rakennetiedosto ja tehdä koneeseen tarvittavat merkinnät
 - Tekniseen rakennetiedostoon tulevat mm. vaatimustenmukaisuustodistus, tekniset piirustukset, laskelmat, käyttöohjeet sekä testauspöytäkirja.
 - Koneeseen asennetaan tyyppikilpi, johon tulee merkitä vähintään mm. valmistajan nimi ja osoite, sarja- tai tyyppimerkintä, sarjanumero sekä valmistusvuosi.
5. Teetättää tyyppitarkastus, jos koneikko erikseen sellaisen tarvitsee.
6. Laatia vaatimustenmukaisuusvakuutus, jolla valmistaja vakuuttaa, että kone täyttää kaikki sitä koskevat terveyst- ja turvallisuusvaatimukset.
7. Varustaa kone standardinmallisella CE-merkillä. [17]

SFS-EN 809+A1 -standardi on C-luokan standardi joka on kohdistettu nestepumpuille ja pumppuyksiköille. Kyseinen standardi sisältää myös yleiset turvallisuusvaatimukset. Korkeapainepesureiden käytännön suunnittelutyössä riittää, että suunnittelija hallitsee C-luokan standardin ja on tutustunut siihen. Kyseisestä standardista löytyvät ohjeet edellisen luettelon kolmeen ensimmäiseen kohtaan. [19]

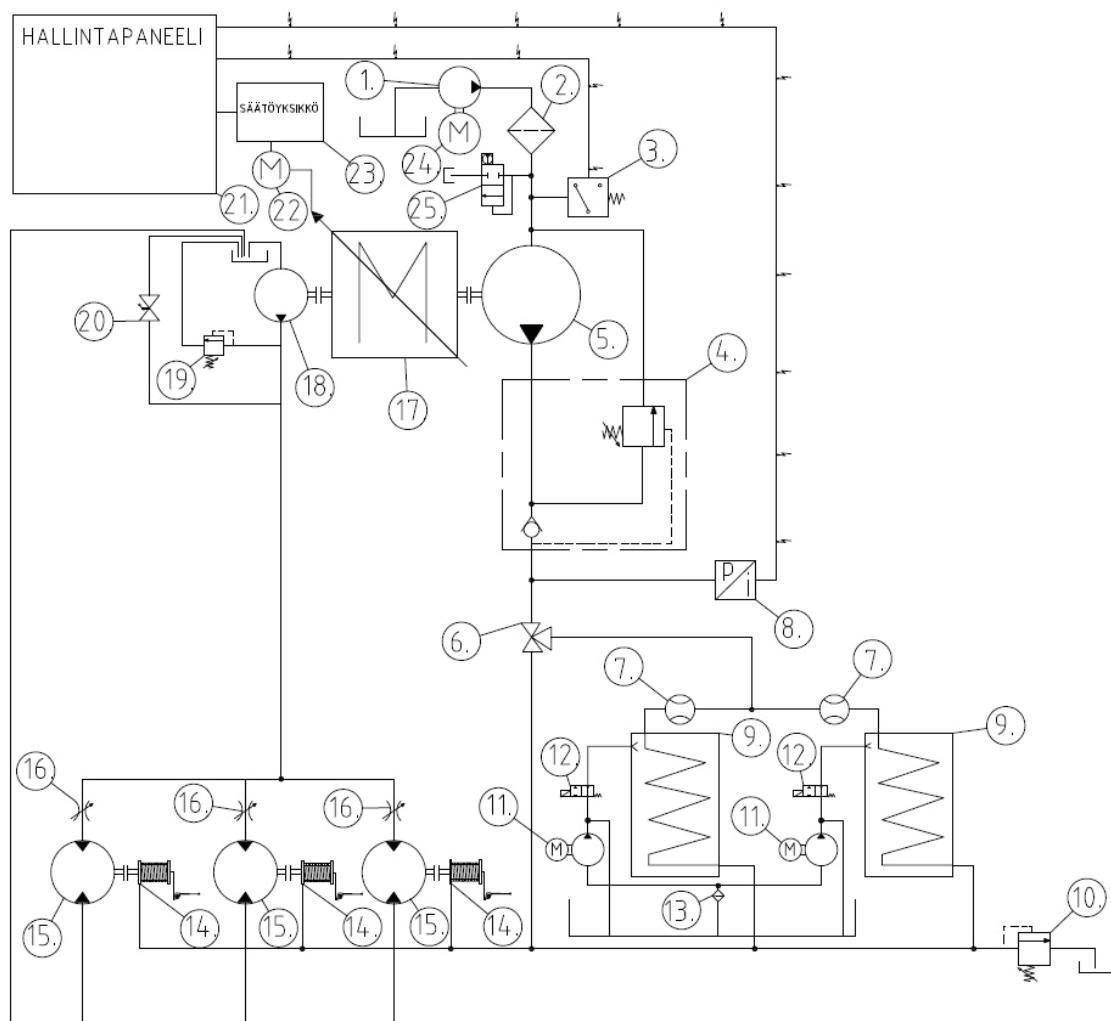
3 TYÖSSÄ SUUNNITELTAVAN KORKEAPAINEPESURIN MITOITUS

Korkeapainepesurin suunnittelutyön tavoitteena oli kehittää valmis ratkaisu polttomootorikäyttöisen korkeapainepesurin kierrossäätöön sekä suunnitella valmis koneikko. Suunnittelu käynnistyy tarpeesta, joka tässä työssä ei ole asiakaslähtöinen, vaan enemmänkin teknologialähtöinen. Uusi kehitettävä teknologia on kierrossäätö, mutta jottei tekniikka jää vain suunnitelmaksi, tulee kierrossäätö suunnitella helposti markkinoille tuotavaan koneikkoon. Tässä luvussa esitellään suunnittelutyö, johon kuuluvat komponenttien valinta, mitoitus sekä rakenteen suunnittelu.

3.1 Suunniteltavan järjestelmän rakenne

Kaupallisen järjestelmän suunnittelu käynnistyy aina tarpeesta. Koska työtä ei tehdä asiakkaalle, vaan suunnitellaan valmista kokoonpanoa myyntiin, koneikon mitoituksessa on syytä miettiä käyttökohdetta. Työssä suunniteltava koneikko on teholuokaltaan niin iso, että se tulee maksamaan useita kymmeniä tuhansia euroja. Tämän vuoksi voidaan koneikko suunnitella valmiiksi sisältämään kaikki mahdolliset komponentit, kuten veden lämmitysyksiköt sekä hydraulitoimiset letkukelat. Suunniteltava järjestelmä jaetaan valmiisiin osioihin, jotka voidaan kiinnittää suunniteltuun koneikkoon. Näin saadaan aikaiseksi valmis paketti, johon voidaan helposti liittää lisäosia.

Kuvassa 3.1 on esitetty suunniteltavan järjestelmän hydraulikaavio. Järjestelmä jaetaan primäärikoneikkoon sekä siihen liitettäviin moduuleihin. Korkeapainevesipuoli jaetaan näihin moduuleihin, jotka voidaan liittää valmiiseen ratkaisuun. Primäärikoneikko, jonka ympärille ratkaisu kootaan, koostuu dieselmoottorista(17.), korkeapainevesipumpusta(5.), rungosta, vapaakiertoventtiilistä(4.), suodattimesta(2.) sekä moottorin ohjauksesta ja sen komponenteista(8,21,22,23.).



Kuva 3.1. Työssä suunniteltavan koneikon hydraulikaavio.

Alamoduulit tulevat omina liitettävinä ratkaisuihin. Ensimmäinen alamoduuli koostuu lämmitysmoduuleista (7, 9, 10, 11, 12, 13.). Lämmitysmoduulit ovat veden kuumennusyksiköitä, joita yhteenliittämällä saadaan tarpeellinen lämmitysteho ilman suurta painehäviötä. Ennen virtauskytkimiä (7.) on kolmitieventtiili (6.), jota kääntämällä voidaan valita, käytetäänkö kylmää vai kuumaa vettä.

Toinen alamoduuli koostuu letkukeloista (14.). Letkukelat asennetaan omaan runkoonsa, joka on mahdollista kiinnittää suoraan korkeapainepesurin runkoon. Viimeinen alamoduuli koostuu öljypuolesta, johon kuuluu korkeapaineöljypumppu (18.), paineenrajoitusventtiili (19.), letkukeloja pyörittävät moottorit (15.) sekä moottorien pyörimisnopeutta säätävät kuristimet (16.). Kuristimet ovat loppuun asti suljettavia, jolloin niiden avulla voidaan pysäyttää virtaus letkukeloilla ja näin lopettaa kelojen pyöriminen.

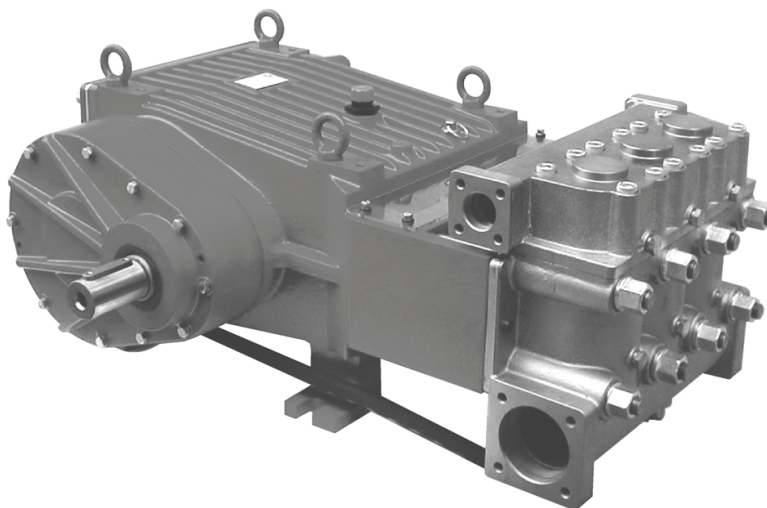
Kolmas moduuli on järjestelmään lisättävä syöttöpumppu (1.). Rivimäntäpumput ovat itseimeviä, mutta isot, hitaasti pyörivät pumput vaativat joissain tapauksissa oman syöt-

töpumpun. Syöttöpumppuna käytetään pientä keskipakopumppua. Riippuen käyttökohteesta tulee pumpun tehonlähteeksi joko sähkö-, paineilma- tai hydraulimoottori(24.).

3.2 Pumpun valinta

Työn alkuarvoina ilmoitetaan, että pumpun tulisi olla teholtaan noin 100 kW. Speckin valmistamista pumpuista tähän kokoluokkaan kuuluu kuvassa 3.2 esitetty P81-sarjan pumppu. P81-sarja on suurin Speckin valmistamista pumpuista. Ottoteholtaan pumput ovat 106–110 kW kokoluokkaa. Pumput ovat rakenteeltaan rivimäntäpumpuille tyypillisiä. Saman sarjan pumpuilla on kaikilla yhtäläinen öljypuoli eli roiskekammio, kampiakseli, kiertokanget, laakerit ja niin edelleen. Ainoa ero eri pumppujen välillä on mäntien halkaisija, joka ratkaisee pumpun maksimipaineen ja tuoton.

Työn suunnittelun kannalta tämä antaa hyvän lähtökohdan pumpun valitsemiseen. Jos asiakas haluaa erituottoisen pumpun, voidaan tuotto muuttaa vaihtamalla pelkkä pumpun pääty. Tällöin ei tarvita rakenteellisia muutoksia, vaan sama runko sopii kaikkiin pumppuihin.



Kuva 3.2. P-81 sarjan pumppu [13].

Koska käyttökohdetta ei vielä tunneta, voidaan valinnassa käyttää harkintaa – kuitenkin niin, että pumppu olisi mahdollisimman todennäköinen valinta tulevaan käyttökohteeseen. Tämän vuoksi valinta kohdistuu taulukossa 3.1 esitettyyn P81-sarjaan. Kyseisestä sarjasta on saatavilla pumppuja eri painealueille aina 500 bar:iin asti, joka on riittävä useimpiin pesutöihin. Pumppujen tuotto on 110–400 l/min, joka on riittävä määrä kahdelle tai useammalle samanaikaiselle käyttäjälle. Pumppuja on saatavilla myös GU-versiona, joka tarkoittaa, että pumpussa on valmis alennusvaihte sekä nikkelöity pumppupääty. Nikkelöity pumppupääty on valmistettu pallovaluraudasta messingin tai ruostumattoman teräksen sijasta. Materiaalin valinta laskee pumpun hintaa huomattavasti, mikä näkyy loppuhinnassa, sillä pumppu on heti dieselmoottorin jälkeen seuraavaksi

arvokkain osa koneikossa. Haittapuolena on pumpun alhainen paineluokka, sillä valurautapäätysisiä pumppuja on saatavilla vain 300 bar:n paineeseen asti.

Taulukko 3.1. P-81 sarjan pumppuja [13].

Type	Power Consump.	Pressure max.	Input RPM**	Pump RPM max.	Output max.	Water-Temp. max.*	Plunger dia.	Stroke	Weight approx.	NPSH Required
	kW	bar	min ⁻¹	min ⁻¹	l/min	°C	mm	mm	kg	mWs
P81/185-300(G)	107.0	300	1500/1800	580	185	30	45	72	348	-
P81/215-260(G)	106.0	260	1500/1800	580	213	30	48	72	348	-
P81/285-200(G)	108.0	200	1500/1800	580	285	30	55	72	348	-
P81/340-170(G)	110.0	170	1500/1800	580	337	30	60	72	340	7.2
P81/400-140(G)	106.0	140	1500/1800	580	400	30	65	72	340	8.0
P81/500-100(G)	96.0	100	1345/1625	520	500	30	76	72	340	8.0

Pumpun kampiakselin maksimipyörimisnopeus on 580 r/min. Pumppusarjasta on saatavilla malleja kahdella eri alennusvaihteella, 1500 r/min ja 1800 r/min. Koska työssä on tarkoitus suunnitella valmis konsepti yhdelle pesurityypille, johon on mahdollista sovittaa erituoitoisia ja -paineisia pumppuja samasta sarjasta, päädytään valinnassa P81-sarjan pumppuihin 1800 r/min alennusvaihteella. Alennusvaihteita on mahdollista hankkia erikseen, mutta koska yksiköitä tehdään pieniä määriä, suunnitteluun ja asennukseen kuluva aika tekee erillisen alennusvaihteen hankinnasta kannattamatonta. Pumpun valinnassa päädytään kahteen pumpputyyppiin, P81/185-300GU:hun ja P81/500-100GU:hun, jotka molemmat ovat tehoarvoltaan lähes identtiset.

3.3 Dieselmoottorin mitoitus ja valinta

Dieselmoottorin mitoituksessa pumppua valittaessa on otettava neljä asiaa huomioon:

1. Dieselmoottorin antotehon suurin arvo on noin 1800–2000 r/min kohdalla.
2. Dieselmoottorin pienin sallittu pyörimisnopeus on 930 r/min johtuen P81-pumpun akselikammiossa olevan roiskevoitelun vaatimuksesta.
3. Dieselmoottorin vääntömomentti suhteessa pumpun momenttiin tulee olla riittävä.
4. Dieselmoottorin hinnan tulee olla kilpailukykyinen.

Työhön sopivin moottori hankittiin moottorinvalmistaja Y:ltä, jonka maahantuojat tarjoaa moottorin valmiina pakettina. Valinta tehdään kahden moottorityypin väliltä. Moottori A on 4,5-litrainen yhteispaineruiskutuksella varustettu dieselkone, jonka huipputeho on 104 kW. Moottori B on 6-litrainen dieselkone mekaanisella polttoaineensyöttöjärjestelmällä, ja sen huipputeho on 129 kW. Molempien moottorityyppien käyttökelpoinen kierrosalue on noin 1000–2000 r/min välissä.

Taulukossa 3.2 on esitetty P81/185-300G-pumpun tehon tarve eri pyörimisnopeuksilla ja paineilla. Pumpun maksimipyörimisnopeus on 580 r/min, joka alennusvaihteen kans-

sa tarkoittaa moottorin pyörimisnopeutena 1800 r/min. Pumppu soveltuu kierrosnopeussäädön kanssa hyvin kahdelle käyttäjälle, jolloin haluttu käyttöalue on noin 580–350 r/min. Taulukosta on havaittavissa, että paineen vaikutus ottotehoon alhaisilla kierroksilla on lähes lineaarinen, kun taas pyörimisnopeuden noustessa paineen vaikutus korostuu. Kuitenkin on todettavissa että pyörimisnopeuden vaikutus ottotehoon on lähes lineaarinen.

Taulukko 3.2. P-81/185–300(G)-pumpun ottoteho suhteessa paineeseen ja pyörimisnopeuteen [13].

P81/185-300(G)			Überdruck / Pressure		max.	300	bar	
			Fördermenge / Output		max.	11100	l/h	
			Wassertemp. / Water Temp.		max.	30	°C	
			Gewicht / Weight		ca./approx.	348	kg	
Fördermenge		Pumpen- drehzahl RPM 1/min	Motorleistung in kW / Motor Performance kW*					
Output			Druck in bar / Pressure in bar					
l/min	l/h		200	220	240	260	280	300
95.7	5741	300	36.9	40.6	44.3	48.0	51.7	55.3
111.6	6698	350	43.0	47.4	51.7	56.0	60.3	64.6
127.6	7655	400	49.2	54.1	59.0	64.0	68.9	73.8
143.5	8612	450	55.3	60.9	66.4	72.0	77.5	83.0
159.5	9569	500	61.5	67.6	73.8	79.9	86.1	92.2
185.0	11100	580	71.3	78.5	85.6	92.7	99.9	107.0

Taulukossa 3.3 on kuvailtu edellisessä kappaleessa valituista pumpuista suurempituotoista mallia. Tämän pumpun suurin tuotto saadaan 520 r/min:n kierrosnopeudessa 96 kW ottoteholla. Pumpun tarvitsema teho on hieman pienempi kuin taulukossa 3.2 esitetyn pumpun, mutta muuten näiden kahden mallin ottoteho suhteessa pyörimisnopeuteen noudattaa lähes identtistä linjaa.

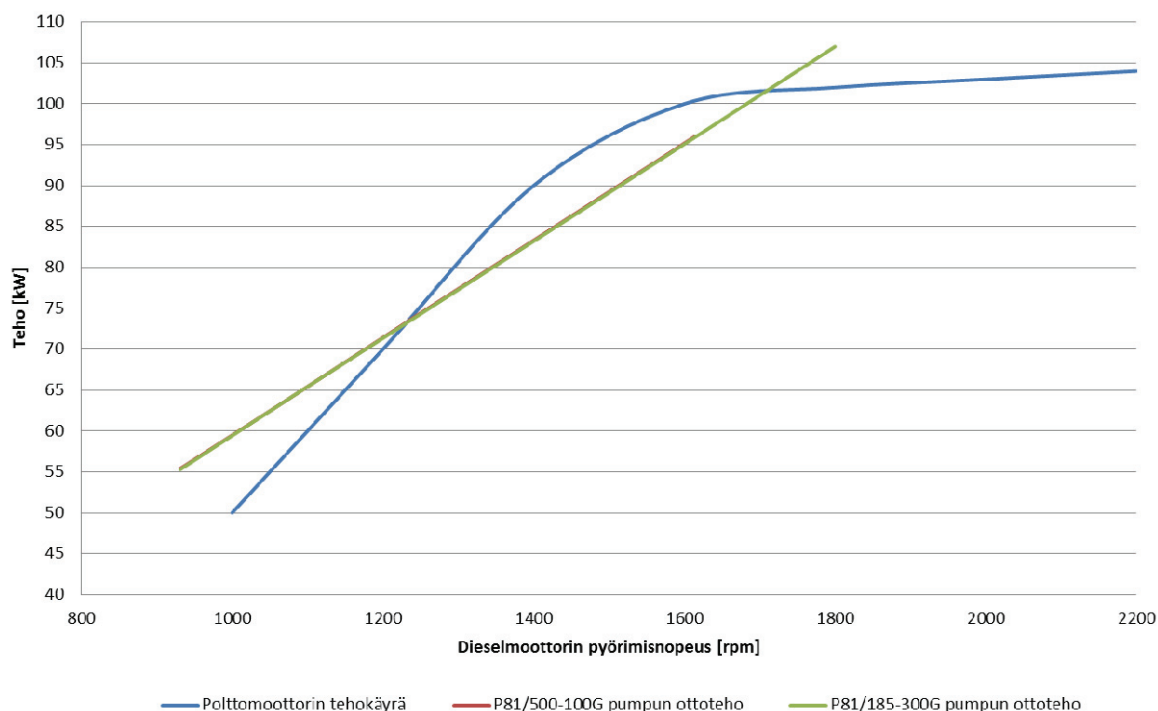
Taulukko 3.3. P-81/500–100(G) pumpun ottoteho suhteessa paineeseen ja pyörimisnopeuteen [13].

P81/500-100(G)			Überdruck / Pressure Fördermenge / Output Wassertemp. / Water Temp. Gewicht / Weight					max. max. max. ca./approx.	100 30000 30 340	bar l/h °C kg
Fördermenge Output		Pumpen- drehzahl RPM	Motorleistung in kW / Motor Performance kW*							
			Druck in bar / Pressure in bar							
l/min	l/h	1/min	50	60	70	80	90	100		
288.5	17308	300	27.7	33.2	38.8	44.3	49.8	55.4		
336.5	20193	350	32.3	38.8	45.2	51.7	58.2	64.6		
384.6	23077	400	36.9	44.3	51.7	59.1	66.5	73.9		
432.7	25962	450	41.5	49.8	58.2	66.5	74.8	83.1		
480.8	28847	500	46.2	55.4	64.6	73.9	83.1	92.3		
500.0	30000	520	48.0	57.6	67.2	76.8	86.4	96.0		

Kuvassa 3.3 on sinisellä viivalla esitetty polttomoottorin A tehokäyrä sekä punaisella ja vihreällä viivalla P81/500-100G- ja P81/185-300G-pumppujen tehokäyrät suurimmalla käyttöpaineella. Kuvasta havaitaan, että pumppuja olisi mahdollista käyttää noin 1200–1800 r/min:in kierrosalueella. Koska polttomoottorien tehokäyrä riippuu monesta tekijästä, kuten käytetystä polttoaineesta, ilmanpaineesta sekä moottorin

käyttötunneista, voidaan perustellusti odottaa, ettei moottori pääse normaaleissa käyttöolosuhteissa täysin tehokäyränsä mukaisiin arvoihin. Tämän vuoksi mitoituksessa voidaan pitää käytettävänä tehoalueena 1300-1700 r/min:n aluetta. Tällä aluella 300 bar:n pumppua ei voida käyttää täydellä kierrosnopeudella, mutta 500 l/min tuottava pumppu toimisi pienemmän maksimikierrosnopeutensa ansiosta.

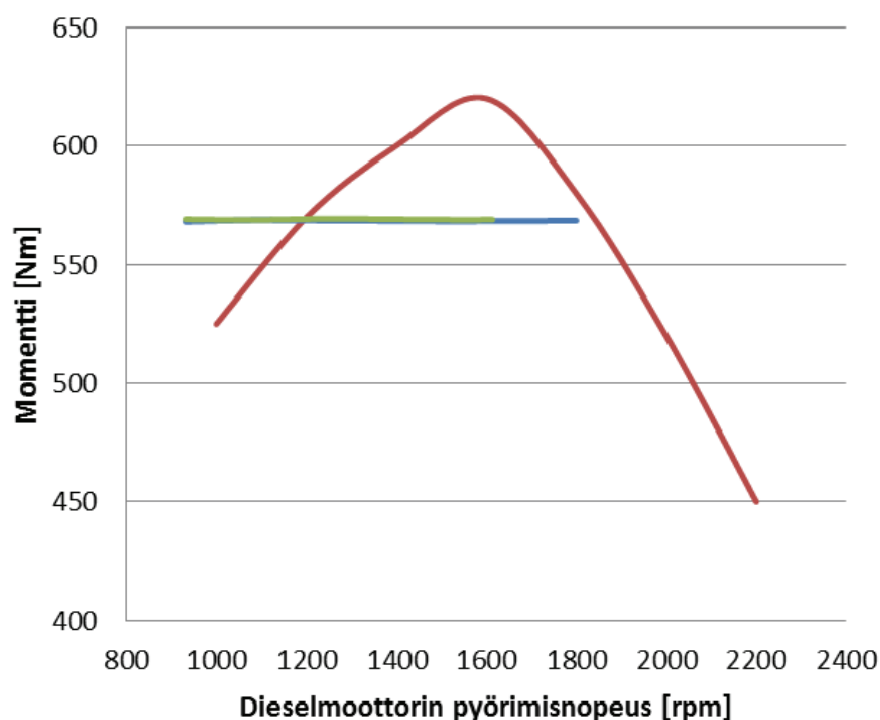
Tehokäyrät dieselmoottorin A tapauksessa



Kuva 3.3. Dieselmoottorin A tehokäyrä sekä pumppujen tehokäyrät skaalatulla pyörimisnopeudella.

Kuvassa 3.4 on dieselmoottorin A momenttikäyrä sekä pumppujen vaatima vääntömomentti. Kuvasta havaitaan, ettei vääntömomentti riitä pumppujen pyörittämiseen pienellä kierrosnopeudella. Kuitenkin suuremmalla kierrosnopeudella vääntömomentti on riittävä, joten P81/500-100G pumppua voidaan käyttää suurimmalla pyörimisnopeudella.

Momenttikäyrästöt moottorin A tapauksessa



— Moottori B momentti — P81/185-300G momentti — P81/100-500G momentti

Kuva 3.4. Dieselmoottorin A momenttikäyrästö sekä pumppujen tehokäyrät skaalatulla pyörimisnopeudella.

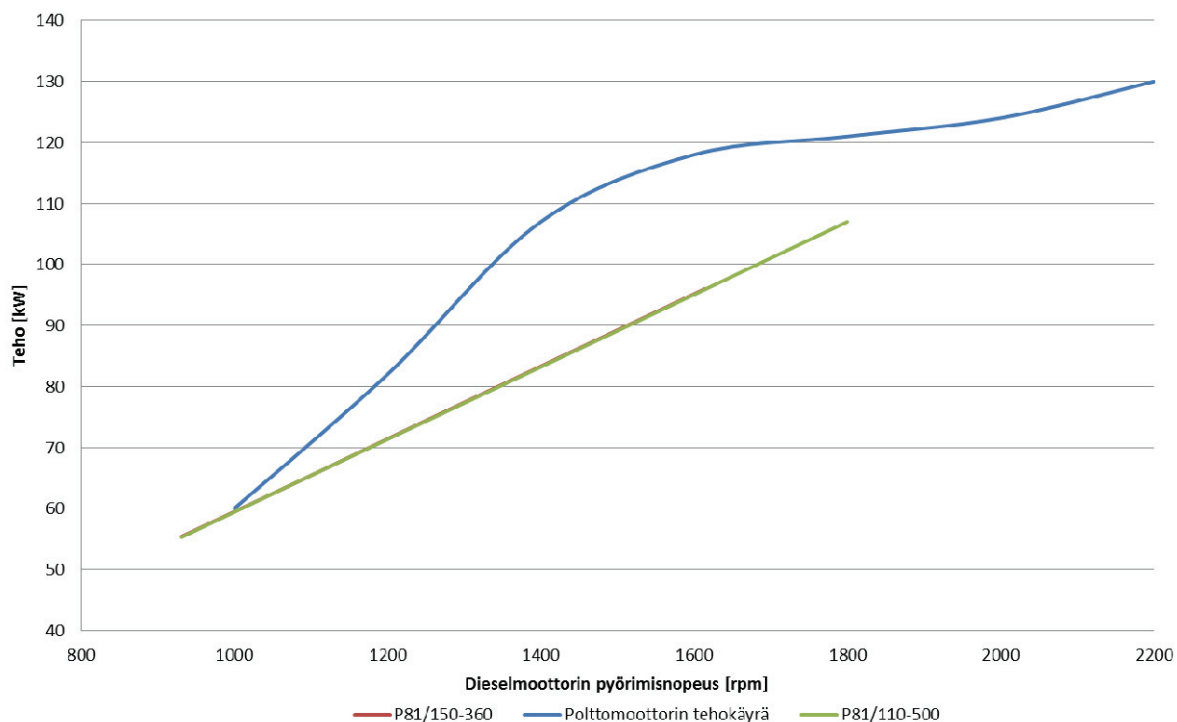
Dieselmoottorista A ei ollut polttoaineenkulutuskäyrästöä valmiiksi saatavilla, mutta polttomoottorin vääntömomenttikäyrästä voidaan arvioida optimaalista hyötysuhdealuetta. Dieselmoottorien polttoaineenkulutus on optimaalisinta vääntömomentin huippuarvon kohdalla, joten kuvasta havaitaan, ettei kierrossäätö paranna moottorin hyötysuhdetta, vaan huonontaa sitä.

Dieselmoottorin A kannalta ongelmallista ei ole pieni tehovajaus 1800 r/min:n kohdalla, sillä laskemalla käyttöpainetta saadaan dieselmoottorin teho riittämään myös korkeamman käyttöpaineen pumpulle. Ongelmaksi muodostuu tehon ja vääntömomentin riittämättömyys alhaisilla kierroksilla. P81-sarjan pumpuille on valmistaja ilmoittanut minimipyörimisnopeudeksi 300 r/min, joka alennusvaihteen kanssa tarkoittaa noin 900 r/min:n kierrosnopeutta. Jotta kierrossäädön asennuksesta koneikkoon olisi käytännön hyötyä, pitäisi moottorin pystyä pyörittämään pumppua ainakin 1100 r/min:n nopeudella.

Kuvassa 3.5 on sinisellä viivalla esitetty dieselmoottorin B tehokäyrä. Moottoriin A verrattuna voidaan huomata, että moottorin B käyttöalue on laajempi kuin moottorin A,

eli noin 1000-1800 r/min. Parempi teho myös pienillä kierroksilla johtuu suuremmasta sylinteritilavuudesta, joka näkyy myös moottorin vääntömomenttina. Todellinen käyttöalue on todennäköisesti lähempänä 1100-1800r/min, sillä dieselmoottoriin kytkettävät lisälaitteet vievät osan tehosta.

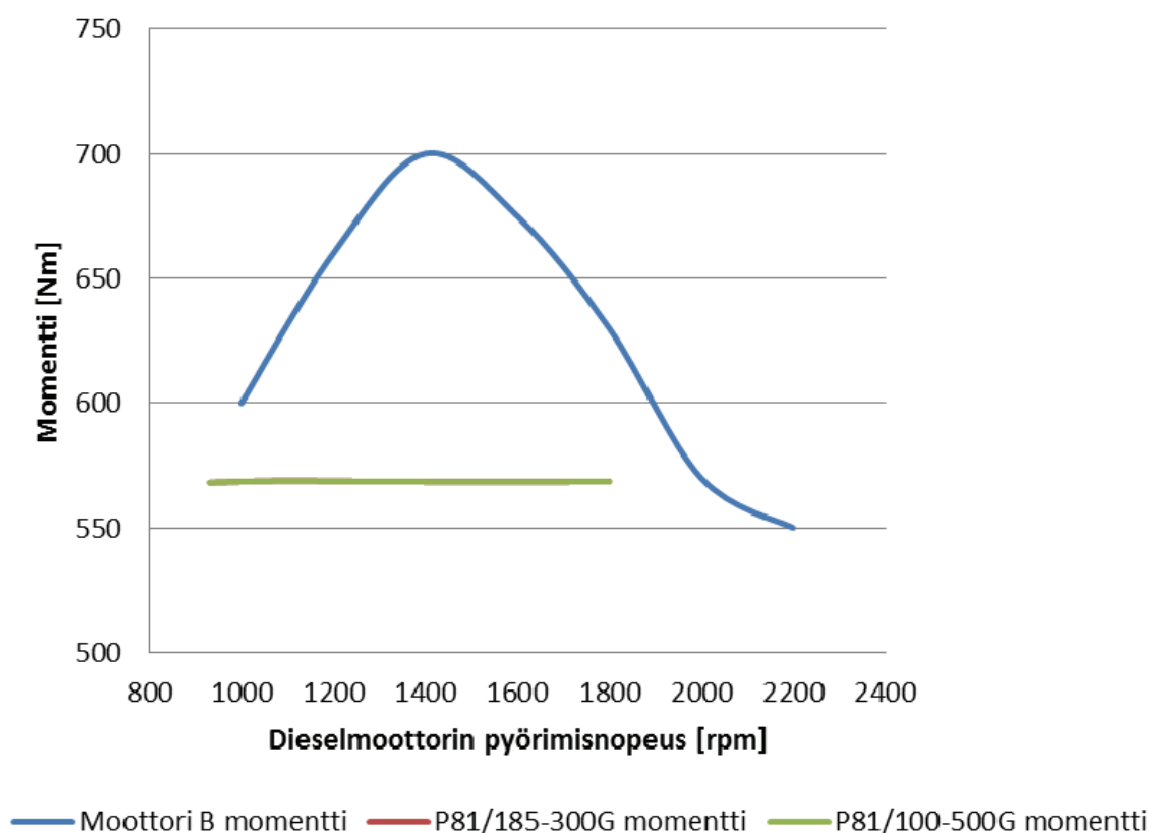
Tehokäyrästöt dieselmoottorin B tapauksessa



Kuva 3.5. Dieselmoottorin B tehokäyrä sekä pumppujen tehokäyrät skaalatulla pyörimisnopeudella.

Kuvassa 3.6 on moottorin 2 vääntömomenttikäyrä sekä pumppujen vaatima vääntömomentti. Kuvaaja on yksiselitteinen sen suhteen, että moottorista B ei vääntömomentti tässä käytössä lopu.

Momenttikäyrästöt moottorin B tapauksessa



Kuva 3.6. Dieselmoottorin B momenttikäyrästö sekä pumppujen tehokäyrät skaalatulla pyörimisnopeudella.

Dieselmoottorilla B on 1800 r/min:n kohdalla tehoreserviä vielä noin 15 kW, minkä ansiosta siihen olisi mahdollista asentaa esim. hydraulikalla toimiva dieselagregaatti. Moottorissa on valmis liitäntä ohjaustehostimen pumpulle, johon tässä sovellutuksessa voidaan asentaa hydraulipumppu.

Hyötysuhteen huippuarvon paikka on mekaanisella ruiskutuksella varustetuissa dieselmoottoreissa momentin huippuarvon kohdalla. Kahden käyttäjän tapauksessa P81/185-300G-pumpulla ei varsinaisesti saavuteta parempaa hyötysuhdetta. Käytettäessä P81/500-100G-pumppua kolmella käyttäjällä saavutetaan paras hyötysuhde kahden käyttäjän kohdalla.

Kustannuksiltaan dieselmoottori A on hieman alle 15 % edullisempi kuin moottori B. Lopullisen tuotteen myyntihinnassa tämä tarkoittaa noin 3-7 % eroa. Kyseistä eroa ei voida pitää merkittävänä, jos kierrossäädön tuottamat säästöt otetaan huomioon, joten valinnassa päädytään jälkimmäiseen dieselmoottori B:hen.

3.4 Kierrossäädön ja automatiikan suunnittelu

Koska valittu moottori toimii mekaanisella ruiskutuksella, kierrossäätö toteutetaan sähkömekaanisella servolla. Servon toteutuksessa on useita eri vaihtoehtoja, kuten esimerkiksi:

- Kaasuttimen ohjausvipuun asennettu lineaariliikkeen tekevä servoaktuaattori.
- Polttoainepumppua säättävä servoaktuaattori.
- Kaasuvaijeria säättävä servoaktuaattori.
- Polttoainepumpun sammutussolenoidin korvaaminen lineaariservolla.
- Kaasuttimen läppää säättävä servoaktuaattori.

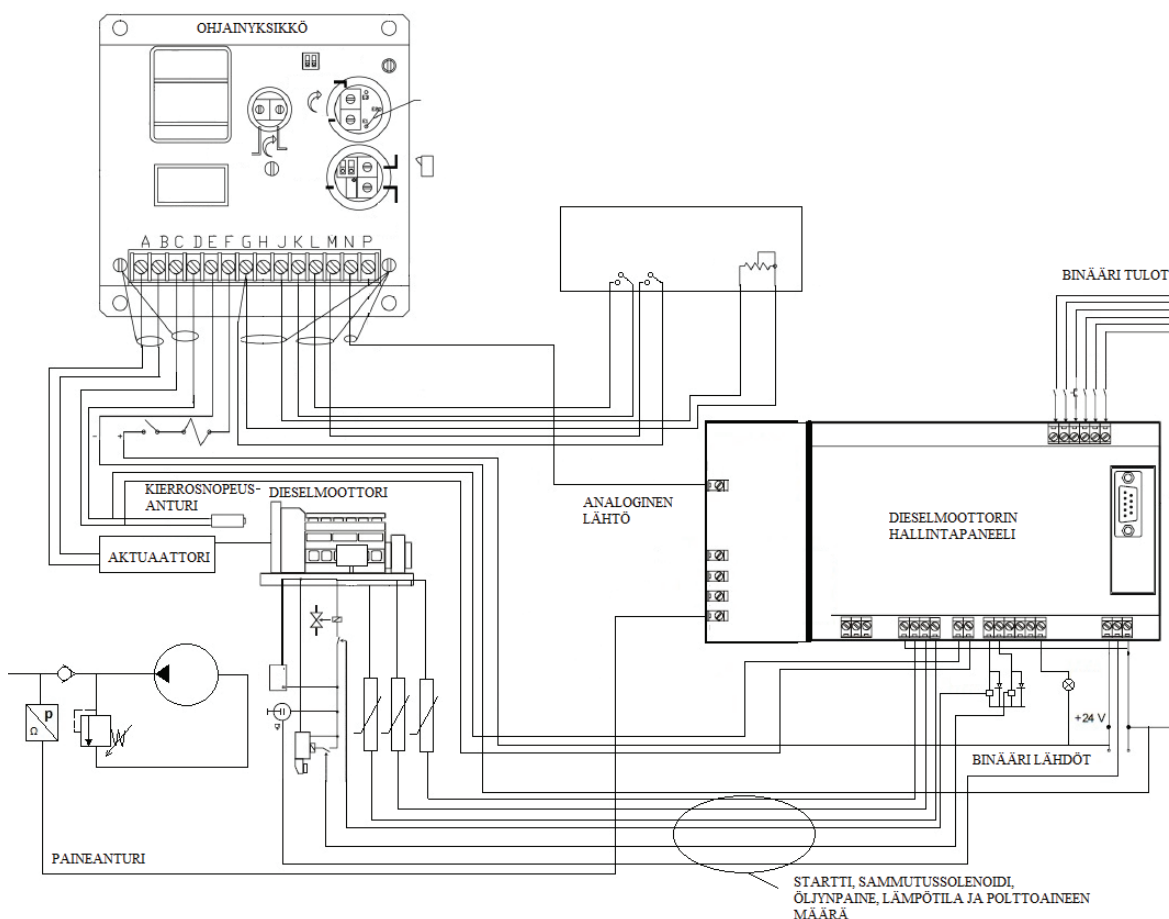
Kuvassa 3.7 ovat edellä mainitut servoratkaisut järjestyksessä vasemmalta oikealle. Jälkikäteen tehtävän asennuksen kannalta ehdottomasti helpommat vaihtoehdot ovat kaasuttimen ohjausvipuun asennettava lineaariservo sekä kaasuvaijeria säättävä servo. Näiden tapauksessa ei tarvitse miettiä ratkaisun soveltuvuutta kyseiseen moottoriin. Myös asennus voidaan suorittaa ilman, että moottorista joudutaan purkamaan osia.



Kuva 3.7. Erilaisia servoratkaisuja polttomoottorin kierrossäädön toteutukseen [18].

Toimiakseen valittu servoaktuaattori tarvitsee oman nopeudensäätöyksikön ja säätöyksikölle oman ohjearvonsa. Dieselmoottorit toimitetaan ohjelmoitavan hallintapaneelin kanssa. Hallintapaneeli saa takaisinkytkennän järjestelmässä olevalta paineanturilta.

Kuvassa 3.8 on esitetty kierrosnopeuden servosäädön kytkennän periaate sekä järjestelmän muiden komponenttien kytkeytyminen hallintapaneeliin ja niiden säätö. Vasemalla yläkulmassa on servomoottorin säätöpaneeli ja reunimmaisena oikealla on dieselmoottorin hallintapaneeli. Vasemmalla alanurkassa on pumppu ja vapaakiertoventtiili sekä paineanturi. Pumpun yläpuolella on servoaktuaattori, joka on yhdistetty dieselmoottoriin. Servosäätimen yläpuolella on moottorin pyörimisnopeutta mittaava anturi. Dieselmoottorin alla on piirrettyä dieselmoottorin apulaitteita, joita ohjataan hallintapaneelilla.



Kuva 3.8. Servosäädön kytkeytyminen muuhun järjestelmään.

Takaisinkytkentä on kaksivaiheinen. Dieselmoottorin hallintapaneelissa on kytkentä paineanturille. Hallintapaneelissa on ohjelmoitu PID-säätö, joka vertaa paineanturin antamaa mitta-arvoa ohjearvoon ja säätää erotuksen mukaisesti hallintapaneelissa olevaa analogista lähtöä (U_{out}). Ohjainyksikkö vertaa hallintapaneelilta saamaansa ohjearvoa moottorin pyörimisnopeutta mittaavan anturin antamaan arvoon. Näiden arvojen erotuksen perusteella ohjausyksikkö muuttaa servoaktuaattorille antamaansa jännitearvoa. Servoaktuaattori muuttaa ohjauksen perusteella dieselmoottorin kaasuvivun asentoa, mikä muuttaa dieselmoottorin pyörimisnopeutta. Pyörimisnopeuden muutos vaikuttaa lineaarisesti pumpun tuottoon, mikä näkyy paineanturin antaman signaalimuutoksen toisena potenssina.

Kuvassa 3.8 on esitetty myös järjestelmän muu automatiikka. Dieselmoottorin hallintapaneelin työkonkäytössä tavalliset tulot ja lähdöt ovat kuvassa dieselmoottorin alla. Hallintapaneeli ohjaa dieselmoottorin starttia sekä sammutussolenoidia. Dieselmoottorilta lähtevät kolme analogista tuloa ovat moottorin öljynpaine, lämpötila sekä polttoaineen määrä. Ylhäältä oikeasta ylänurkasta tuleviin binäärituloihin voidaan yhdistää esimerkiksi hätä/seis-kytkin ja pumpun imupuolen painekeytkin. Keskelle ylös on merkitty

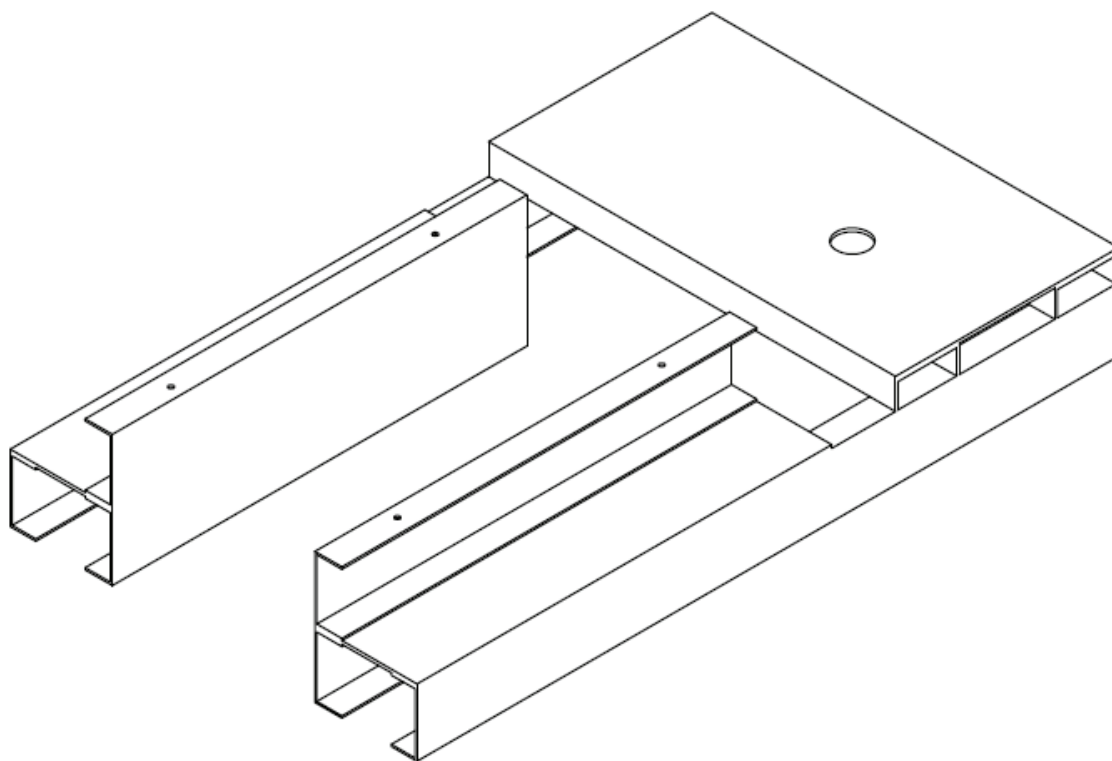
sähkökotelon sisälle asennettavat kytkimet ja säädin. Näillä säädetään servomoottorin vahvistusta ja vakautta.

3.5 Runkopedin rakenteen suunnittelu

Koneikon rungon suunnittelussa hyödynnetään kokemuksia edellisistä koneikoista. Normaalisti noin 30 kW ja sitä pienempien koneikoiden runkopeti tehdään ruostumattomasta teräksestä hitsatusta neliöputkiprofiilista. Tässä tapauksessa kyseisen kokoluokan koneikkoa ei ole järkevää rakentaa ruostumattomasta teräksestä, sillä rungosta tulee verrattain suuri, jolloin on järkevämpää käyttää tavallisesta teräksestä tehtyjä I- tai U-palkkeja. Teräksestä tehdyt rungot ovat ruostumattomasta teräksestä tehtyjä runkoja edullisempia valmistaa, mutta ne vaativat pintakäsittelyn ja maalauksen. Ruostumaton teräs on myös esteettisesti miellyttävämpää.

Koneikon pedin suurimmat kuormat kohdistuvat pumpun kiinnitykseen alustaansa. Pyörivä kampiakseli aiheuttaa pumppuun vääntömomentin, joka pyrkii vääntämään pumppua pystyyn. Leikillisen kuvainnollisesti voidaan todeta, että pumppu yrittää ”keulia”. Tämän vuoksi pumppu on syytä asentaa teräslevylle, joka on riittävän paksu välttääkseen taipumisen. Teräslevyn pienikin taipuminen aiheuttaa dieselmoottorin ulostuloakselin ja pumpun akselin välisen linjauksen muuttumisen, joka puolestaan aiheuttaa taiputtavan kuormituksen akseleille. Kyseinen kuormitus rikkoo joko pumpun alennusvaihteen tai vetokytkimen.

Teräslevy on hyödyllinen myös siinä tapauksessa, että pumppu pääsee kavitoimaan. Kavitoiminen tärisyttää pumppua, ja koska tässä tapauksessa on kyse 340 kg painavasta pumpusta, on tukirakenteen kestävä myös dynaamisia iskuja. Edellisten perusteella pumppu asennetaan vahvan teräslevyn päälle, joka hitsataan kahden lappeelleen käännetyn U-profiilin päälle. Kuvassa 3.8 on esitetty runkopedin rakenne. Teräslevyyn leikattu reikä on suunniteltu pumpun öljynvaihtoa ajatellen.



Kuva 3.8. Runkopedin rakenne

Dieselmoottori on aseteltu huoltoa ajatellen. Moottorin öljypohjassa on tulppa, jonka avaamalla saadaan moottoriöljyt valutettua pois koneesta. Moottori on tämän vuoksi asennettu korkeiden I-palkkien päälle moottorin kyljissä olevista kiinnitystassuista. Runko on moottorin takaa auki, joten tätä kautta on mahdollista asettaa öljynvalutusastia moottorin alle. Dieselmoottori on huomattavasti kapeampi kuin pumppu, minkä vuoksi runko kaventuu moottorin kohdalla. Kavennuksissa olevat teräslevyt toimivat asennusaluksena yksikköön tuleville muille varusteille, kuten akulle, suodattimille, sähkökeskukselle sekä servoaktuaattorille.

Useissa yksiköissä tulevat moottorin mukana värinäneristinjalat. Niitä ei asenneta moottorin, vaan rungon alle. Tähän on syynä se, että jos moottori on värinäneristinjaloilla ja pumppu kiinteästi rungossa, voimavälitys rikkoutuu nopeasti, koska moottori pääsee liikkumaan suhteessa runkoon.

Dieselmoottori kiinnitetään pumppuun joustavalla vetokytkimellä. Joustava vetokytkin vaimentaa käynnistyksen aiheuttamaa iskua ja antaa hieman anteeksi asennuksessa tulevaa akselien kohtisuoruuseroa. Dieselmoottoriin itseensä tulee ulostuloksi suora akseli. Konedirektiivin vaatimusten mukaisesti kaikki pyörivät osat tulee eristää siten, ettei niihin pääse käsiksi koneen ollessa käynnissä. Tämän vuoksi akseli katetaan kytkinsuojalla.

3.6 Veden kuumennusyksiköiden toteutus

Tässä vaiheessa suunnittelua ei tiedetä, kuinka monta vedenkuumennusyksikköä järjestelmään tulee. Sen vuoksi on perusteltua kehittää yksiköistä oma moduuliratkaisu, johon on mahdollista lisätä ylimääräisiä kuumennusyksiköitä tarpeen mukaan.

Moduulin suunnittelu käynnistyy jakotukin piirtämisestä. P81-sarjan suurimman paineen kehittävä pumppu tuottaa 500 bar:ia, joten jakotukki suunnitellaan kestäämään vähintään 700 bar:n paine. Materiaaliksi valitaan ruostumaton teräs ja koneistettavaksi profiiliksi 400x400x400 umpinainen neliöprofiili. Jakotukin tarkoitus on paitsi selkeyttää letkutusta myös luoda mahdollisuus lisätä jälkikäteen uusia liitäntäpisteitä, jos pesijöiden määrää halutaan lisätä. Ylimääräiset liitännät tulpataan. Jakotukkiin koneistetaan myös liitäntä paineanturille sekä paineakulle.

Jakotukin jälkeen tulevat 3-tiepallohanat, joihin on mahdollista liittää toimilaite. Pallohanalla voidaan valita, ohjataanko korkeapainevesi suoraan letkukelalle vai veden kuumentimelle. Pallohanoja voidaan käyttää suoraan käsivivulla, tai jos asiakas haluaa, niihin voidaan liittää joko paineilmalla tai hydraulikalla toimiva vääntömoottori, jota ohjataan sähköisellä venttiilillä. Tämä antaa mahdollisuuden valita kaukosäätimen avulla käytettävän veden lämpötila.

Kuvassa 3.9 on esitetty kuumennusyksiköiden moduulirakenne. Käytännössä kaksi yksikköä on asennettu omalle rungolleen. Yksi lämmitin on suunniteltu 30 l/min läpäisyylle, joten riippuen siitä, kytketäänkö lämmittimet rinnan vai sarjaan, on moduulin läpivirtaus joko 30- tai 60 l/min. Kuvassa esitetylle yksikölle on asennettu yksi yhteinen imusuodatin sekä kaksi kappaletta paineenrajoitusventtiileitä ja virtauskytkimiä.



Kuva 3.9. Kaksi ristiinkytettyä vedenlämmitysyksikköä.

Käyttökohteesta riippuen voidaan arvioida, onko yksi vai kaksi virtauskytkintä parempi ratkaisu. Virtauskytkin on kuluva osa, joka hajoaa lopulta, jolloin lämmitinyksikkö lakkaa toimimasta. Suunnittelussa tulee miettiä, onko tällöin parempi, että vikatilanteita tulee enemmän, mutta samalla toinen lämmitinyksikkö toimii aina, vai että vikoja ilmenee vähemmän, mutta molemmat yksiköt ovat tällöin pois pelistä.

4 KONEDIREKTIIVIN VAATIMUSTEN TOTEUTAMINEN

Koneita koskevat tekniset vaatimukset sekä vaatimustenmukaisuuden osoittaminen on yhdenmukaistettu EU:n talousalueella. Markkinoille tai omaan käyttöön tarkoitetun koneen tulee täyttää konedirektiivin vaatimukset.

Yksi osa tämän työn suunnittelua on varmistaa, että koneikko täyttää oleelliset vaatimukset ja että sen riskit on kartoitettu. Koneikon valmistuttua tulee vielä varmistua siitä, että kone on rakennettu vaatimusten mukaisesti, tehdä oleelliset tarkistukset, dokumentoinnit ja vaatimustenmukaisuusvakuutus sekä kiinnittää CE-merkintä.

4.1 Riskien kartoitus

Riskien arviointi suoritetaan käyttämällä hyväksi C-tyypin standardia SFS-EN 809 + A1, jossa on esitetty koneikon turvallisuusvaatimukset. Tekemällä SFS-EN 809+A1 standardin mukaisen riskien kartoituksen yhtiö varmistuu siitä, että koneet täyttävät konedirektiivin vaatimukset.

Nykyisin valmistettavat korkeapainepesurit ovat perusperiaatteeltaan lähes tai täysin 20–30 vuotta sitten valmistettuja koneikkoja vastaavia. Tämän vuoksi lähes kaikki standardissa esitetyt kohdat sisältyvät ns. hyvään suunnittelutapaan. Standardi on kohdistettu koko EU:n alueelle, joten siinä on myös suomalaisen konesuunnittelijan kannalta kohteita, jotka eivät tule tavallisessa suunnittelussa vastaan, kuten se, miten koneikko suojataan tulvilta ja maanjäristyksiltä.

Standardi esittelee kahdeksan merkittävää vaaratekijää ja näille jokaiselle oman joukon täsmäntäviä vaaratekijöitä. Standardissa esitetyt kahdeksan merkittävää vaaratekijää ovat [19]:

1. Mekaaniset vaaratekijät.
2. Sähköstä johtuvat vaaratekijät.
3. Lämpötilasta johtuvat vaaratekijät.
4. Melun ja värinän aiheuttamat vaaratekijät.
5. Materiaaleista johtuvien vaaratekijöiden estämistä koskevat vaatimukset.
6. Koneensuunnittelun ergonomisten periaatteiden huomioimatta jättämisestä johtuvien vaaratekijöiden estämistä koskevat vaatimukset.

7. Energiansyötön vikaantumisesta, koneenosien rikkoontumisesta tai muusta toimintahäiriöstä johtuvien vaaratekijöiden estämistä koskevat vaatimukset.
8. Puuttuvista tai väärin sijoitetuista turvalaitteista tai toimenpiteistä aiheutuvat vaaratekijät.

Jokainen kahdeksasta vaaratekijästä on määritelty useamman täsmentävän tekijän kautta. Esimerkiksi mekaanisissa vaaratekijöissä on erilliset osiot paineosien kestävydestä sekä putkiyhteyden sallituista voimista. Osa täsmentävistä kohteista on erityisesti korkeapainepesureihin kohdistuvia, joten tässä kappaleessa rajoitutaan vain kyseisiin vaaratekijöihin.

4.1.1 Korkeapaineisen neste- tai kaasusuihkun vaara

Korkeapainepesureissa korkeapaineinen vesisuihku aiheuttaa yleisimmät vaaratilanteet ja onnettomuudet. Useimmiten vaaratilanne johtuu täysin käyttäjän tietämättömyydestä korkeapainevesisuihkun leikkausvoimasta tai välinpitämättömyydestä turvallisuusmääräyksiä kohtaan [3]. Suunnittelussa voidaan pyrkiä minimoimaan näitä riskejä suunnittelemalla laitteet niin, että käyttäjän on mahdollisimman hankalaa aiheuttaa vaaratilannetta. Käyttöohjeissa on maininnat yleisimmistä vaaratekijöistä ja niiden välttämisestä sekä kehotukset turvavarusteiden käyttöön.

Tavallisimpia tapaturmia on nestesuihkun kohdistaminen käyttäjään itseensä tai toiseen ihmiseen, eläimeen tai sähkölaitteeseen. Suutinputken pituudella voidaan vaikuttaa siihen, ettei käyttäjä laita sormiaan suuttimen eteen pesun aikana. Lyhyemmät putket toimitetaan vain asiakkaan toiveesta, ja tällöin käyttäjää pitää varoittaa nestesuihkun voimasta. Koneikko varustetaan asianmukaisilla tarroilla, joissa erikseen kielletään nestesuihkun kohdistaminen sähkölaitteisiin.

Toinen yleinen riskinaiheuttaja on korkeapaineletkun rikkoutuminen. Letkujen rikkoutumisesta aiheutuva nestesuihkun vaara minimoidaan laittamalla murtosuoja letkun käyttäjän puoleiseen päähän. Letku murtuu tavallisesti prässäyksen kohdalta, joten murtosuoja estää nestesuihkun osumisen käyttäjään.

Tiivisteiden hajoaminen on yksi hallitsemattoman nestesuihkun mahdollistava vikatilanne. Pumpun tiivisteiden hallitsematon hajoaminen estetään myymällä pumppuja vain veden pumppaamiseen sekä rajoittamalla pumpattavan veden lämpötilaa. Muiden aineiden kohdalla pumpun tiivisteiden soveltuvuus pumpattavalle aineelle selvitetään tarpeen tullen valmistajalta.

Paineosien kesto varmistetaan siten, että koneikossa käytetään ainoastaan pumppuyksikön maksimipaineen kestäviä komponentteja. Kaikkiin yksiköihin asennetaan joko vapaakiertoventtiili tai paineenrajoitusventtiili. Veden lämmitysyksikköön asennetaan oma paineenrajoitusventtiili sekä virtauskytkimellä toimiva automatiikka.

4.1.2 Sähköstä johtuvat vaarat

Sähköiskun mahdollisuus korkeapainepesurissa on luonnollisesti sähkömoottoreilla pyörittävissä yksiköissä suurempi kuin polttomoottoripesureissa. Polttomoottoripesureissa sähkölähteenä toimii moottorin akku, josta otetaan virta muihin sähkölaitteisiin sekä inventterin kautta lämmitinyksiköille.

Pumppuyksiköissä on pääkytkin, jolla yksikkö saadaan eristettyä sähköverkosta, polttomoottoripesurin tapauksessa akusta. Kaikki sähköliitokset on eritetty niin, ettei roiskevesi pääse vaikuttamaan niihin. Johtimet on suunniteltu riittävän suurina kuormituksia varten, ja koneikko tarpeen tullen maadoitetaan. Johtimet ovat tunnistettavissa värien perusteella. sähköstaattisten ilmiöiden välttämiseksi pumppuyksikkö on maadoitettu. Varsinainen sähkökaappi on lukollinen.

4.1.3 Lämpötilasta johtuvat vaaratekijät

Korkeapainepesureissa lämpötila voi aiheuttaa monenlaisia vaaratekijöitä erityisesti koneikoissa, joissa käytetään vedenlämmitysyksiköjä. Korkeapainepesurin tuloveden lämpötilan korkein arvo on esitetty tyyppikilvessä, pumpun tyyppikilvessä sekä käyttöohjeissa.

Korkeapaineyksiköt varustetaan mahdollisuuksien mukaan lämpötilaventtiilillä, joka estää veden kuumenemisen kun pumppu on vapaakierrolla. Poltinskyköt varustetaan omalla turvaventtiilillä ja virtauskytkimellä. Kuumavesipesureiden suutinputket ovat eristettyjä. Kuumavesipesurien käyttöohjeisiin laitetaan maininta kuumista pinnoista

4.1.4 Puuttuvista tai väärin sijoituista turvalaitteista tai toimenpiteistä aiheutuvat vaaratekijät

Erityisesti korkeapainepesureissa käytettäväksi turvalaitteiksi luokitellaan vapaakiertoventtiilit, paineenrajoitusventtiilit, korkeapainepistoolit tai vastaavaan käyttöön tarkoitettu sulkuventtiilit. Jokainen yksikkö varustetaan vähintään vapaakiertoventtiilillä tai paineenrajoitusventtiilillä.

Vapaakiertoventtiilit ja paineenrajoitusventtiilit säädetään valmiiksi ennen koneikon koekäyttöä siten, ettei niiden avulla voida säätää painetta yli koneikon suurimman käyttöpaineen. Suunnittelussa otetaan huomioon se, että rajoitusta voidaan muuttaa käyttäjän toimesta, joten venttiili tulee valita niin, ettei suurimman käyttöpaineen ylitys aiheuta merkittävää vaaratilannetta. Jos painetta rajoittavaa venttiiliä ei voida valita niin, ettei sen painealue ylitä pumpun suurinta käyttöpainetta, tulee jokin muu järjestelmän osa mitoittaa pumppua heikommaksi. Korkeapaineletku soveltuu tähän tarkoitukseen, sillä sen rikkoutuminen aiheuttaa pienemmän vaaratilanteen kuin pumpun räjähtäminen.

4.2 Huollon suunnittelu

Oikein suunniteltu korkeapainepesuri on erittäin varmatoiminen ja kohtuullisen huolto-vapaa laite. Kuitenkin laitteessa on tiettyjä kulumia osia, jotka tulee tasaisin väliajoin huoltaa tai vaihtaa. Tällaisia kohteita ovat esimerkiksi mäntien tiivisteet, pikaliittimet, letkut, korkeapainepistoolit sekä vapaakiertoventtiili. Näiden kohteiden vioittuminen voi aiheuttaa koneikon tyypistä riippuen vaaratilanteen, joka joissain tapauksissa voi olla hengenvaarallinen.

Huoltovälien suunnittelu on osa konedirektiivin vaatimuksia korkeapainepesurille [19]. Koneikon huolto-ohjelman sekä -ohjeiden tulee olla osa käyttöohjeita. Tässä työssä keskitytään konedirektiivin antamiin vaatimuksiin koneikon valmistajalle, mikä korkea-painepesureiden kohdalla tarkoittaa ennakoivaa tai reagoivaa kunnossapitoa eikä niinkään proaktiivista kunnossapitoa.

4.2.1 Huoltosuunnitelmaan vaikuttavat tekijät

Kunnossapidon lähtökohtana on pitää koneikko toimintakykyisenä sekä käyttäjälleen turvallisena koko koneikon elinkaaren ajan. Komponenttien valmistajat antavat tavallisesti omat suositukset huoltoväleihin. Kuitenkin käyttöolosuhteet ja kuormitus vaikuttavat suuresti komponenttien käyttöikänsä ja kulumiseen, joten monesti annettuihin huoltoväleihin ei päästä tai ne ylitetään reilusti. Suunnittelussa onkin tärkeää ottaa huomioon koneikon käyttökohde, jotta huoltovälit vastaavat todellista tarvetta. Kokemusperäisesti voidaan todeta, että huoltoväleihin vaikuttavat seuraavat seikat [3]:

- Pumpun pyörimisnopeus,
- imuvien lämpötila,
- pumpattavan veden laatu,
- käyttöpaine,
- voiteluaineiden laatu,
- komponenttien materiaali,
- koneikon käyttäjä ja käyttökohde sekä
- koneikon säilytys.

Kohteissa, joissa halutaan äärimmäisen varmatoimisia pumppuyksiköitä, kannattaa suunnittelijan valita pumppu, joka tuottaa halutun litramäärän 2/3 nominaalisesta pyörimisnopeudesta. Tällaisella mitoituksella päästään huomattavasti suurempiin männän tiivisteiden vaihtoväleihin. [3]

Imuvien lämpötila vaikuttaa pumpun jäähdytykseen sekä veden mahdolliseen kavitaatioon. Mäntäpumput ovat itsemeviä pumppuja. Tämän vuoksi on usein syytä tarkastaa pumpun riittävä imuvien saanti varsinkin, jos pumppu ottaa vetensä säiliöstä. Mitä kylmempää vesi on, sitä paremmin se jäähdyttää pumppua. Kun pumppu siirtyy vapaa-

kierrolle, siirtyy virtauksen kitkojen aiheuttama lämpö veteen, ja jos pumpun imuvesi on valmiiksi lämmintä, voi lämpötila höyrystää veden nopeasti. Veden höyrystyminen johtaa kavitaatioon ja pumpun venttiilien ja tiivisteiden sulamiseen ja sitä kautta pumpun osien rikkoontumiseen. Pumppuihin voidaan asentaa lämpötilaventtiili, joka toimii termostaatin tavoin päästämällä lämpimän veden pumpusta ulos. Tällöin pumppu saa kylmää vettä imupuolelta, ja lämpenemisen aiheuttamat ongelmat vältetään. Helpoin tapa todeta, onko pumppu päässyt kuumenemaan, on tarkistaa painemittarin kuori, joka menee kuprulle altistuessaan korkealle lämpötilalle.

Pumppuvalmistajat suosittelevat rivimäntäpumppuille suodattimeksi 100 µm suodatinta. Käytännössä tämä on todettu riittäväksi, mutta koska suodattimet ovat suhteellisen edullisia, monesti laitteeseen asennetaan suoraan 60 µm suodatin. Jos vesi otetaan suoraan vesijohtoverkosta, joudutaan veden kovuus ottamaan huomioon. Suunnittelussa tätä on vaikea ottaa huomioon, mutta tietyissä kohteissa, kuten Raumalla, on perusteltua laittaa pumppua ennen puskurisäiliö, jossa olevan veden sekaan laitetaan pehmennintä. Pehmennin on erityisen suositeltua, jos koneikossa on mukana vedenlämmitysyksikkö.

Jos järjestelmän paine on korkeampi kuin vapaakiertoventtiilin säätöpaine, venttiili joutuu jatkuvan kuormituksen alle. Venttiilin läpi virtaava vesi kuluttaa tiivisteitä ja mäntää samalla lyhentäen venttiilin elinikää.

Valmistaja on määritellyt pumppuille tarkat öljynvaihtovälit. Pumppuille on määriteltävä sisäänajovaihe, joka tavallisesti on kestoaltaan 50 tuntia. Sisäänajon jälkeen tulisi pumppulle suorittaa ensimmäinen öljynvaihto, jotta öljyn sekaan joutuneet epäpuhtaudet saadaan pois. Vesipuolelta pääsee öljyn sekaan tiivisteiden välistä tihkumaan vettä. Tämä vaikuttaa merkittävästi öljyn laatuun ja voi pahimmassa tapauksessa aiheuttaa kampiakselin rikkoutumisen.

Öljynvaihtovälit riippuvat vahvasti pumpun käyttöolosuhteista ja kohteesta. Pumppuille voidaan ilmoittaa sopivaksi vaihtoväliksi esimerkiksi 200 käyttötuntia. Kuitenkin kohteissa, joissa pumppu on osa suurempaa prosessia ja mahdollisesti päällä yli 10 tuntia päivässä, tulevat öljynvaihtovälit turhan tiheiksi. Tämän vuoksi huolto-ohjelmassa pitää öljynvaihtoväli sovittaa käyttökohteen mukaan. Esimerkiksi 200 käyttötunnin öljynvaihtoväli voidaan prosessipumppuissa määrittää puolen vuoden vaihtoväliksi.

Korkeapainepesureissa käytettävät komponentit ovat yleensä joko messinkiä, ruostumatonta terästä, haponkestävää terästä tai sinkittyä terästä. Materiaaleista sinkitty teräs aiheuttaa ongelmia ruostumisen vuoksi. Toisin kuin öljyjärjestelmissä, vesijärjestelmissä sinkitty teräs ruostuu nopeasti ja virtauksen mukana kulkeutuva ruoste aiheuttaa kulumista. Kuitenkin sinkittyjä nippoja ja liittimiä on saatavilla jokaisesta hydrauliliikkeestä verrattain edullisesti, minkä vuoksi ne ovat suosittuja.

Koneikon käyttäjä on huollon suunnittelun suhteen ongelmallisin kohde, koska sitä on lähes mahdotonta arvioida. Useat vikatilanteet johtuvat koneikon vääränlaisesta käytöstä tai asennuksesta. Monissa tapauksissa koneen käyttäjä on samalla koneen huoltomies. Korkeapainepesuri on kohtuullisen yksinkertainen huollettava, mutta väärin tehdyllä huollolla on mahdollista saada pumppu jopa räjähtämään. Huollon suunnittelussa on täten oleellista painottaa asiakkaalle käyttöohjeiden tärkeyttä sekä oikeanlaista käyttötäpää.

Eräs huollon kannalta tärkeä asia on koneikon säilytys. Yksikkö tulee aina säilöä tilaan, jossa se ei pääse jäätymään. Huolto-ohjeissa pitää olla maininta koneikon oikeanlaisesta säilytyksestä sekä ohjeistus koneikon täyttämisestä pakkasnesteellä säilytyksen ajaksi.

4.2.2 Huoltosuunnitelman kohteet

Seuraavassa on esitetty taulukko, johon on määritetty tavalliset huoltokohteet ja niiden normaalit huoltovälit. Huoltovälit korjataan painotuskertoimilla. Painotuskertoimet riippuvat pumpun tyypistä ja pyörimisnopeudesta sekä yleistä käyttöolosuhteista. Kun koneikon tarkka käyttökohde ei ole tiedossa tai kuormituksesta ei ole tarkkaa dataa saatavilla, on perusteltua merkitä huoltovälit keskimääräisinä arvioina.

Taulukko 4.1. Työssä suunniteltavan korkeapainepesurin suositellut huoltovälit [3].

Huoltoväli tunneissa	50 h	100 h	200 h	400 h	600 h	800 h	1000 h
Öljyn pinnan korkeuden tarkistus		x					
Öljynvaihto			x				
Mahdollisten vuotojen tarkistus	x						
Vesitiivistöiden vaihto				x			
Vapaakiertoventtiilin toiminnan tarkistus		x					
Vapaakiertoventtiilin tiivistöiden vaihto				x			
Vapaakiertoventtiilin vaihto						x	
Venttiilien kuluneisuuden tarkistus/vaihto				x			
Vapaakiertoventtiilin säätö			x				
Tulovesisuodattimen puhdistus/vaihto				x			
Korkeapainesuuttimien tarkistus/vaihto				x			

Taulukkoon lisätään myös voimanlähteenä olevan dieselmoottorin huoltosuunnitelma, joka sisältyy moottorin mukana toimitettavaan moottorin käyttöohjeeseen. Taulukossa 4.1 esitetyt vaihtoajat perustuvat kokemukseräiseen tietoon. Taulukossa ei ole esimerkiksi korkeapainepistoolia, sillä korkeapainepistooli on käytännössä vaihdettava tai korjattava ainoastaan silloin, kun se alkaa vuotaa.

5 KÄYTTÖKUSTANNUSTEN MÄÄRITYS JA VERTAILU

Eräs työssä kehitetyn koneikon kierrossäädön tavoite on alentaa käyttökustannuksia verrattuna vastaavaan korkeapainpesuriin, johon kyseistä säätömahdollisuutta ei ole asennettu. Käyttökustannukset koostuvat pääasiallisesti polttoaineen kulutuksesta, pesemisessä käytetyn veden määrästä sekä käyttötunneille jyvityistä huoltokustannuksista. Kierrossäätötekniikka ei vaikuta ympäristöön ruiskutettavan veden määrään, mutta polttoaineen kulutuksessa ja huoltokustannuksissa saavutetaan merkittävät säästöt.

Useat yhtiöt ovat asettaneet ympäristöystävällisyyden tavoitteekseen, joten korkeapainpesuriin asennettavalla kierrossäädöllä saavutettava kilpailutilanne-etu tulee lähtökohdaisesti asiakkaan omista tarpeista. Pk-yrityksille suunnatuissa tuotteissa ympäristöystävällisyys ei aina anna tuotteelle kilpailuetua verrattuna edullisimpiin malleihin, vaan markkinoinnissa kannattaa painottaa selkeästi rahassa mittavia säästöjä. Tässä kappaleessa esitetään, miten kierrosnopeussäädön antamat säästöt määritetään käyttökustannuksista, ja kuinka suuret kyseiset säästöt ovat diplomityössä suunnitellussa korkeapainpesurissa.

5.1 Käyttökustannusten laskenta

Dieselmootoreiden tehokäyrästä esitetään polttoaineen kulutus grammoina per kilowattitunti. Perinteisesti mekaanisella ruiskutuksella varustetuissa polttomootoreissa on optimaalinen polttoaineen kulutus noin puolessa välissä tehokäyrää. Käänteisesti tämä tarkoittaa, että polttomootorin paras hyötysuhde sijaitsee samalla alueella.

Nykyisten ohjelmoitavien yhteispaineruiskutuskoneiden kohdalla tilanne ei kuitenkaan ole täysin edellämainitunlainen. Sähköisesti ohjatut polttoainesuuttimet sekä ohjaukseen ohjelmoidut momentti- ja tehokartat aiheuttavat sen, ettei polttoaineen kulutus noudata tiettyä selkeää linjaa, vaan heittelee kierrosnopeuksien mukaan, kuten kuvasta 2.14 voidaan havaita. Tästä johtuen ei ole tarvetta antaa saman kokoluokan moottoreille vakio-kertoimia polttoaineen kulutuksen muuttumiselle suhteessa pyörimisnopeuteen, vaan jokaisen moottorin kohdalla on syytä tarkistaa kulutuskäyrä erikseen.

Pumpun ottama teho saadaan kappaleessa 2.2.2 esitetyllä tavalla. Kun tarkempaa ottotehotietoa ei ole saatavilla, voidaan harkita pumpun valmistajan antamia vakio-kertoimia. Kertoimien käyttöä pitää harkita kuitenkin aina erikseen riippuen siitä, kuinka paljon

pyörimisnopeus muuttuu. Jos koneella on esimerkiksi kaksi käyttäjää, mikä tarkoittaa korkeintaan pyörimisnopeuden puolittumista, on paremman tiedon puutteessa täysin perusteltua käyttää valmistajan antamaa arviota pumpun hyötysuhteen muutokselle.

Polttomoottorikäyttöisen korkeapainepesurin polttoaineenkulutus kierrosnopeuden suhteen saadaan laskettua kaavasta:

$$C = \frac{Q_{\max} \frac{n}{n_{\max}} p}{S} h_n \quad (28)$$

Kaavassa (28) h_n tarkoittaa polttoaineen kulutusta litroina kierrosnopeudella n . S on pumpun valmistajan antama hyötysuhdekerroin. Kaavasta havaitaan, ettei polttomoottorin hyötysuhdekäyrällä ole käytännössä suurta merkitystä suhteessa hydrauliseen tehohäviöön. Toisaalta mitä suurempiin teholuokkiin siirrytään, sitä merkittävämmäksi nousee polttomoottorinkin hyötysuhde käyttökustannusten laskennassa.

Huoltokustannusten arviointi ei ole yhtä helppoa kuin polttoainesäästön laskeminen. Kappaleessa 2.4 esitettyä huoltovälien arviointia sekä kokemuseräistä tietoa hyväksi käyttäen voidaan antaa alustava arvio huoltovälien muuttumiseen.

5.2 Uuden ja vanhan tekniikan käyttökustannusten vertailu

Diplomityössä suunnitellun korkeapainepesurin dieselmoottorin suurin kierrosnopeus on 1800 rpm, joka tarkoittaa P81/185-300G pumpun ottotehona 107 kW. Kuvaajaa tarkastalemalla huomataan, että pienin mahdollinen pyörimisnopeus on 1000 r/min, mutta tässä tarkistelussa käytetään arvoa 1200 r/min, sillä voidaan olettaa, että mahdolliset lisäkuormitukset nostavat vaatimusta pyörimisnopeudelle.

Taulukossa 4.1 on laskettu polttoaineen kustannussäästö uuden kierrossätötekniikan kanssa verrattuna vanhaan. Sarakkeessa pyörimisnopeus 1800 r/min on ajateltu, että pumppu pyörii täysillä kierroksilla ja käyttäjiä on vain yksi. Tällöin ylimenevä tilavuusvirta ohjautuu vapaakiertoventtiilin lävitse takaisin pumpun imupuolelle. Tuolloin moottorin polttoaineenkulutus on 210 g/kW, jolloin käyttökustannus tuntia kohden on 38,52 €. Sarakkeessa 1200 r/min on muuten sama tilanne kuin edellisessä, mutta moottorin kierrosnopeus on laskettu 1200:n kierrokseen minuutissa. Tällöin kaikki vesi ohjautuu korkeapainesuuttimen lävitse. Tässä tilanteessa valittu dieselmoottori kuluttaa 208 g/h, mikä tarkoittaa tuntikustannuksina 24,96 €. Säästöksi saadaan näin ollen 13,56 €/h, kun koneella on yksi käyttäjä kahden sijaan.

Taulukko 5.1. Pyörimisnopeussäädön tuomat säästöt polttoaineen kulutuksessa.

PYÖRIMISNOPEUS	1800 r/min	1200 r/min
Ottoteho	107 kW	70 kW
Hydraulinen hukkateho	47 kW	0 kW
Polttoaineenkulutus	210 g/kW	208 g/kW
Dieselin hinta (9.2.2012)	1,5 €	1,5 €
Dieselin paino	0,875 kg/l	0,875 kg/l
Kulutus	25,68 l/h	16,64 l/h
Kulutus euroina	38,52 €/h	24,96 €
SÄÄSTÖ		13,56 €/h

Huoltokustannussäästöjä on vaikeampi arvioida. Korkeapainepumppuyksikön elinkaaren aikaisia huoltokustannuksia arvioimalla voidaan antaa likimääräinen arvio säästöneistä huoltokustannuksista. Suunnitellulle korkeapainepesurille voidaan asettaa elinikäodotteeksi 35 vuotta. Tämä arvio perustuu nykyisin käytössä olevien korkeapainepesureiden elinkaareen. Huoltokustannukset riippuvat paljon käyttöolosuhteista ja veden laadusta. Huoltokustannusten euromääräisessä arvioinnissa on teollisuudessa käytetty tulosta, joka saadaan jakamalla käyttöpaineladalla ja kertomalla tulos käyttötunneilla. Käytännössä tuloksen on todettu pitävän hyvin paikkaansa keskikokoisilla koneikoilla sekä ultrakorkeapainepesureissa. [3]

Tekemällä varovainen arvio, jossa koneikko olisi 60 päivää vuodessa käytössä, saadaan 300 bar pumpulla vuotuisiksi huoltokustannuksiksi 1440 €. Koska kyseessä on yli 100 kW pumppu, jonka varaosat ovat hintavampia kuin mitä laskukaava antaa olettaa, voidaan arvio nostaa noin 1750 €:n vuodessa. Koneen huoltaminen maksaa koneen elinkaaren aikana arviolta 1,5-2 kertaa koneikon ostohinnan. Arvio vastaa hyvin näkemystä korkeapainepesurin huoltokustannuksista.

Arvioitaessa pyörimisnopeuden vaikutusta koneikon tiivisteiden kulumiseen voidaan paremman tiedon puutteessa tehdä oletus, että puolittuneella pyörimisnopeudella tiivisteiden kestoikä kaksinkertaistuu. Teollisuudesta saatujen kokemusten perusteella voidaan todeta, että arvio on ainakin suuntaa antava, joskin todennäköisesti hieman alankanttiin.

Tehtäessä varovainen arvio, jossa koneikko on 60 päivää vuodessa käytössä, ja tästä ajasta 10 päivää koneikkoa käyttää vain yksi pesijä, saadaan arvioiduksi säästökseksi laskemalla:

- Polttoainekustannusten säästöt: 1085 €
- Huoltokustannusten säästöt: 145 €
- Säästöt yhteensä vuodessa: 1230 €

Tuloksen perusteella voidaan päätellä, että kierrossäätötekniikka maksaa itsensä takaisin alle kahdessa vuodessa, minkä jälkeen se tuottaa yli tuhat euroa säästöä vuodessa. Kuitenkin kuten on pääteltävissä, on huoltokustannusten arvioiminen ilman tarkkaa dataa hyvinkin vaikeaa. Tulosta voidaan kuitenkin pitää suuntaa antavana.

6 KORKEAPAINEPESUREIDEN MITOITUSOHJELMA JA CAD-KIRJASTO

Yksi työn tavoitteista oli kehittää mitoitusohjelmisto korkeapainepesureille. Tavoitteena ohjelmistolle on helppokäyttöisyyden kautta tarjota valmis työkalu korkeapainepesurin mitoittamiseen ilman, että käyttäjän tarvitsee ymmärtää laskennan taustalla olevaa matematiikkaa. Yhdistämällä CAD-piirustus kirjastoon ohjelman käyttäjä pystyy aloittamaan projektin sekä tulostamaan työpiirustukset ilman tarvetta kierrättää projektia suunnittelun kautta.

6.1 Mitoitusohjelman käyttö

Mitoitusohjelma on tehty Microsoftin Excel-laskentataulukkoon. Excel antaa helppokäyttöisen pohjan, johon jokaisen käyttäjän on mahdollista lisätä tietoja. Excel antaa käytännössä kaikille käyttäjille mahdollisuuden muokata ja kehittää ohjelmaa, eikä sen normaali käyttö vaadi syvempää ymmärrystä ohjelmoinnista.

Taulukkoon on ennalta syötetty tiedot kaikista Speckin valmistamista korkeapainepumpuista, Finfinet Oy:ssä yleisimmin käytettyjen bensa- ja dieselmootoreiden tehokäyrät, alennusvaihteiden ja hihnavetojen välityssuhteet sekä erinäisiä kertavastus- ja putkihäviöitä. Taulukossa on myös ylesimpiä letkukokoja ja niille sovittuja sisähalkaisijoita. Käyttäjä voi myös itse käsin syöttää halutun virtauskanavan halkaisijan tai voimansiirron välityssuhteen.

Taulukko on rakenteeltaan kaksiosainen. Kuvassa 4.1 esitettyssä ensimmäisessä osiossa valitaan alavetotaulukosta haluttu pumppu, moottori sekä edellisten välinen kytkentä. Tämän jälkeen valitaan letkukoko, letkun pituus sekä kertahäviöt. Kuvassa 4.2 esitettyssä toisessa osiossa ohjelma suorittaa automaattisesti virtaushäviöiden ja teho- sekä momenttitarpeiden laskennan. Ohjelma myös automaattisesti vertaa saatuja tuloksia ja kertoo käyttäjälle, onko suunnitelma toteuttamiskelpoinen.



KORKEAPAINEPESURIN MITOITUSOHJELMA

PUMPPU		TEHO(Kw)	PAINE(bar)	KIERROSNOPEUS(rpm)	TUOTTO (l/min)	Valinta
NP25/20-500		19,5	500	1450	19,1	
Yhteensä		19,5	500	1450	19,1	
MOOTTORI		ENERGIA	TEHO	VALMISTAJA	PYÖRIMISNOPEUS	Säätö
DUTCH DM1 180 L4		SAHKO		22 DUTCH	1500	
Yhteensä				22	1500	
KYTKENTÄ		VÄLITYSSUHDE	Kw	PYÖRIMISNOPEUS MAX.	DATALEHTI	
SUORAVETO		1				
Yhteensä		1		0	0	0
LETKU		SISÄHALKAISIJA	ULKOHALKAISIA	PAINE		
3/8 SEMPERJET		9	15	250		
Yhteensä		9	15	250		
MUITA ARVOJA						
Letkun pituus		20 m				
Nostokorkeus		0 m				
Suorat putkiliitokset		0 kpl				
Kulmaliitos		1 kpl				
Putkimutka		2 kpl				
Putkihaara		1 kpl				
Putken laajennus		1 kpl				
Venttiilit		1 kpl				
VAKIOPEDIT		LATTIA	KÄRRY	HIHNASUOJA		
NP25-22kW sähkö 1500rpm						

Kuva 4.1. Finfinet Oy:n korkeapainepesurin mitoitusohjelmiston valintataulukot.

Kuvassa 4.1 on esitetty 19,1 l/min ja 500 bar tuottavan korkeapainepesurin mitoitus. Ylimmässä valikossa on valittu pumppu, jonka perusteella ”MOOTTORI”-valikosta on katsottu teholuokaltaan riittävä sähkömoottori. Moottorin ja pumpun pyörimisnopeus on yhtä suuri, joten kytkennäksi valitaan ”SUORAVETO”. Tämän jälkeen mitoitukseen otetaan mukaan haluttu pituus korkeapaineletkua. Tässä tapauksessa 3/8” SEMPERJET-letkua. ”MUITA ARVOJA” -valikosta on mahdollista valita erilaisia kertavastushäviöitä sekä letkun pituus. ”VAKIOPEDIT”-valikko antaa mahdollisuuden valita jonkin valmiista runkorakenteista tai hihnasuojista. Kuvasta havaitaan, että yhtään valmista vaihtoehtoa ei ole, joten projektin vetäjän vastuulle jää täydentää valikko.

TULOKSET

	Arvot	Yksikkö	Huomiot
<u>YKSIKÖN LÄHTÖARVOT</u>			
Syöttöpaine		500 bar	
Litratuotto		19,1 l/min	
Välityssuhde		1	
Arvio kytkennän hyötysuhteesta		0,9	
Pumpun nominaali pyörimisnopeus		1450 rpm	
Pumpun todellinen pyörimisnopeus		1450 rpm	
Pumpun todellinen tuotto		19,1 l/min	
Virtauskanavan halkaisija		9 mm	
<u>PUTKEN AIHEUTTAMAN PAINEHÄVIÖN LASKENTA</u>			
Nostokorkeus		0 m	
Putken pituus		20 m	
Reynoldsin luku	45057,79665		
Kitkakerroin	0,021716708		
<u>MUTKAT JA VENTTIILIT</u>			
Suorat putkiliitokset		0 kpl	
Kulmaliitos		1 kpl	
Putkimutka		2 kpl	
Putkihaara		1 kpl	
Putken laajennus		1 kpl	
Venttiilit		1 kpl	
<u>VIRTAUSTULOKSET</u>			
NOPEUS	5,00642185	m/s	
PAINEHÄVIÖ	7,013487387	bar	
<u>KUSTANNUKSIA</u>			
PAINEHÄVIÖN AIHEUTTAMAN KUSTANNUS	18,75406527	eur	(840h/vuosi kW/h = 10c)
<u>MOOTTORI</u>			
Moottorilta vaadittava käyntinlähtö momentti	116,5287844	Nm	
Moottorilta vaadittava teho (kW)	20,10526316	kW	
Moottorilta vaadittava teho (Hp)	26,94105263	HP	
MOOTTORIN TEHORESERNI	1,894736842	kW	

TULOS

HYVA

Kuva 4.2. Finfinet Oy:n korkeapainepesurin mitoitusohjelmiston laskennan tulostaulukko.

Toisessa osiossa laskentataulukko suorittaa edellisten arvojen perusteella automaattisen mitoituslaskennan. Laskenta alkaa pumpun todellisen tuoton laskemisesta moottorin pyörimisnopeuden ja välityssuhteen kautta. Tämän jälkeen ohjelma laskee Reynoldsin luvun kautta kitkakertoimen, kuten luvussa 2.2.8 esitetty. Näiden sekä kertavastushäviöiden kautta saadaan virtausnopeus sekä painehäviö. Suurissa yksiköissä muutaman barin painehäviö ei välttämättä tunnu suurelta, mutta seuraavan kohdan painehäviön aiheuttama kustannus muuttaa arvon selkeästi euroina ymmärrettävään arvoon. Viimeisenä ennen lopputulosta tulee moottorin tehontarve ja kuormitusmomentti, jotka ovat oleellisia tietoja, jos moottorina käytetään poltto- tai hydraulimoottoreita. Viimeisenä tulee ”TULOS”, joka kertoo, onko konstruktio toteuttamiskelpoinen. ”TULOS” ei ota

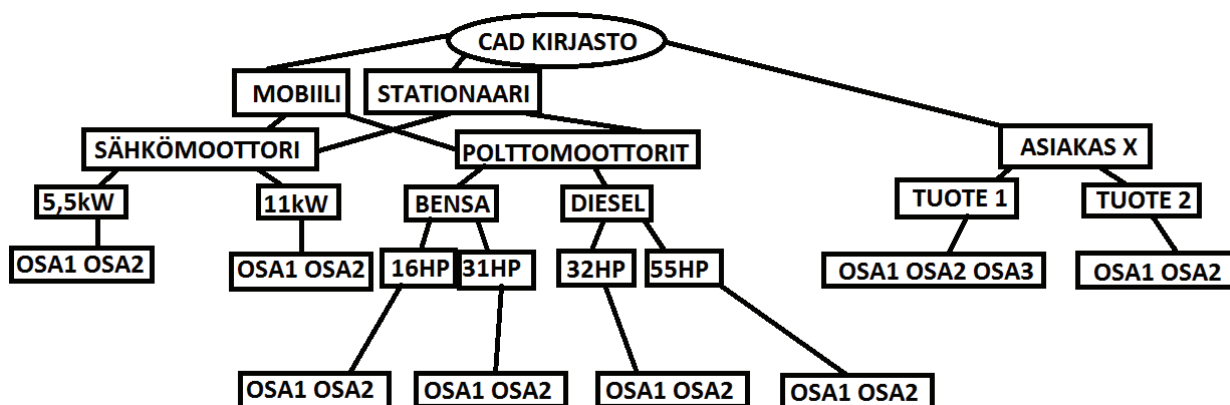
kantaa siihen, onko koneikko millään tasolla järkevä toteuttaa, vaan ratkaisun taso jää käyttäjän vastuulle.

6.2 Korkeapainepesurien CAD-piirustusten kirjasto

Finfinet Oy:n yksi peruseriaa-alueista on ollut tuottaa yksilöityjä ratkaisuja asiakkaiden tarpeisiin. Kuitenkin eräs yksilöllisten ratkaisujen aiheuttama ongelma on ollut se, että kaikki yhtiön tuottamat korkeapainepesurit ovat hieman erilaisia. Samat rakenteet toistuvat tasaisin väliajoin, mutta koska uusi koneikko rakennetaan hieman erilaisista komponenteista kuin edellinen, aiheutuu ylimääräistä suunnittelutyötä muun muassa uusien piirustusten ja käyttöohjeiden laatimisessa.

Tästä johtuen runkopetien, kiilahihnasuojien sekä liikuteltavien mallien runkojen piirtämiseen ja vanhojen piirustusten etsimiseen menee turhaa työaikaa. Myös luomalla standardirunkoja voidaan samoja runkoja tehdä varastoon ilman pelkoa pitkistä varastointiajoista.

Tämän vuoksi mitoitusohjelman mukana on työssä kerätty omaa piirustuskirjastoa. Kirjaston rakenne on jaettu poltto- ja sähkömoottorien mukaan kuvan 4.3 mukaisesti. Sähkömoottorien alla on teholuokat ja niiden alapuolella valmiit kuvat rungolle ja siihen tuleville osille, kuten hihnasuojille, suodatintelineille ja koteloille.



Kuva 4.3. Cad-kirjaston periaatekuva.

Polttomoottoreille on luotu sama rakenne. Ainoana erona on, että teholuokkia ennen tulee jako bensa- ja dieselmoottorikäyttöisiin koneikkoihin. Suurimmille asiakkaille on perustettu oma hakemistoluokkansa. Näille asiakkaille on ominaista tiettyjen samojen koneikkojen ostaminen ja se, että nämä koneikot on suunniteltu erityisesti kyseiselle asiakkaalle.

Jotta CAD-kirjasto saadaan yleispäteväksi rakenteeksi, tulee yhtiön keskittää moottorien hankinnat tiettyihin malleihin. Sähkömoottorien kanssa tämä ei ole suuri ongelma, sillä

moottorien runkokoot on standardisoitu, mutta polttomoottoreissa on moottorien ulkomittojen vaihtelu suurempaa. Kirjaston jatkuva kehittäminen ja jokaisen projektin tarkka dokumentointi luovat pohjan toimivalle kokonaisratkaisulle.

7 YHTEENVETO

Työn alkutavoitteena oli kehittää uusi kierrosnopeussäätötekniikka polttomoottorikäyttöiseen korkeapainepesuriin. Alkuperäinen ajatus oli kehittää yksi tekniikka kaikille dieselmootoreille, mutta työtä tehdessä kävi selväksi, että ruiskutukustekniikoiden erilaisuuden vuoksi työssä on kehitettävä kaksi tekniikkaa. Oman osansa työhön toi päästönormien muuttuminen työn aikana, mikä omalta osaltaan rajasi dieselmootoreiden valintaa. Työssä käytettyihin moottoreihin oli erikseen haettava joustolupaa, jotta niiden käyttö olisi mahdollista myös lähivuosina.

Työn tuloksena saatiin valmis suunnitelma koneikon toteuttamiseen. Työssä tuli kehitettyksi kaksi uudenlaista tekniikkaa kierrosnopeussäädön toteuttamiseen. Nämä yhdessä kattavat erilaiset dieselmoottorien vaihtoehdot. Vertailtaessa kilpailijoilta saatavien saman kokoluokan koneikkojen hintaan voidaan todeta, että suunniteltu koneikko on erittäin kilpailukykyinen. Yksi syy tähän on se, että koneikko voitiin toteuttaa mekaanisella ruiskutuksella, mikä pienensi dieselmoottorin hintaa verrattuna saman kokoluokan yhteispaineruiskutuksella toteutettuun vaihtoehtoon.

Yksi työn tavoitteista oli saada kilpailuetua kierrossäätötekniikan kehittämisen kautta. Kappaleessa viisi suoritettujen laskelmien kautta voidaan todeta, että kierrosnopeuden säädöstä tulevat säästöt pelkästään säästyneenä polttoaineena antavat merkittävän hyödyn asiakkaalle. Laskettaessa yhteen säästyneet polttoainekulut sekä pidentyneiden huoltovälien tuomat säästöt voidaan perustellusti todeta, että kierrossäätö tuo huomattavat säästöt. Säästöjen tuoma etu ostopäätöstä tehtäessä antaa yritykselle edun kilpailijoihin nähden.

Toinen tavoite oli kehittää mitoitusohjelmisto korkeapainepesureille. Tavoitteena ohjelmistolle on helppokäyttöisyyden kautta tarjota valmis työkalu korkeapainepesurin mitoittamiseen. Työssä kehitetty ohjelma ajaa tämän asian, ja jatkossa sen kehittäminen tulee olemaan osa päivittäistä työtä. Jotta koneikkojen valmistuskustannukset saataisiin alhaisiksi, tulee koneista saada standardimallit. Mitoitusohjelmiston rakenteeseen yhdistetty CAD-kirjasto luo rungon, johon voidaan tarvittaessa suunnitella modulaarisia lisäosia, kuten esimerkiksi säiliötä, syöttöpumppuja, lauhduttimia ynnä muita vastaavia komponentteja. Rakenteet tulee suunnitella valmiiksi lisättäviksi yksiköiksi, jotka voidaan tarvittaessa lisätä mihin tahansa haluttuun rakenteeseen. Tulevaisuuden kehitystyöksi jää mitoitusohjelman laajentaminen eri pumpuilla ja rakenteilla.

Nykyisten, kiristyvien polttomoottoreiden päästömääräyksien vuoksi työssä kehitetty servolla toteuttava kierrossäätötekniikka on todennäköisesti siirtymävaiheen tekniikka. Yhteispaineruiskutuksella saavutettava moottorin parempi hyötysuhde ja pienemmät päästöt aiheuttavat tulevaisuudessa sen, että mekaaniset polttoaineensyöttötekniikat siirtyvät vähitellen taka-alalle. Tämän vuoksi työn teoriaosuudessa esitetty ”Dieselmoottorin elektroninen kierrossäätö yhteispaineruiskutusmoottoreissa” -tekniikka on tulevaisuudessa varmasti yleisempi vaihtoehto. Kuitenkin siirtymäkausi tulee olemaan pitkä ja markkinoilla jo olevien moottorien käyttöikä huomioiden on servosäätö käyttökelpoinen ratkaisu vielä useita vuosia.

LÄHTEET

- [1] Kränzle. Products and solutions. [WWW]. [viitattu 29.2.2012]. Saatavissa: <http://www.kraenzle.com/en/products-solutions/hp-cleaner-with-petrol-engine.html>

- [2] Ehrle. KDB/KDD-Series. [WWW]. [viitattu 29.2.2012]. Saatavissa: http://www.ehrle.com/index.php?option=com_content&view=category&layout=blog&id=40&Itemid=77&lang=en

- [3] Kärkkäinen, Sauli. Ylioppilas, toimitusjohtaja, Finfinet Oy. Tampere. Haastattelu 1.12.2011.

- [4] Guha, A., Barron R.M., Balachandar R. An experimental and numerical study of water jet cleaning process. Journal of Materials Processing Technology. 211. 2011, Elsevier B.V. pp. 610-618.

- [5] Teimourian, H., Shabgard, M.R., Momber, A.W. De-painting with high-speed water jets: Paint removal process and substrate surface roughness. Progress in Organic Coatings. 69. 2010, Elsevier B.V , pp. 455–462.

- [6] Finfinet Oy. Suutintaulukko. [WWW]. [viitattu 24.10.2011]. Saatavissa: <http://www.finfinet.fi/WebRoot/vilkas01/Shops/FinFinet/4CDA/5F18/CAB2/C73F/9F7E/0A28/1007/34B0/suutintaulukko.zip>

- [7] Kauranne, H. Kajaste, J. Vilenius, M. Hydraulitekniiikan perusteet. 3.-6 painos. 2006, Werner Söderström Osakeyhtiö. 354s.

- [8] Ultimate Washers Inc. Choosing the Right Nozzle for Your Machine. [WWW]. [viitattu 24.10.2011]. Saatavissa: <http://www.ultimatewasher.com/nozzles-size-pressure-washer.htm>

- [9] Industrial Spray Products Catalog 60B-M, Spraying Systems Co. 522s.

- [10] IVECO MOTORS, Diesel Engines Industrial Applications Installation Handbook. Pregnana Milanese Italia, 2004, IVECO MOTORS, IVECO Power Train. 92s.

- [11] Finfinet Oy. Sisäinen materiaali. Viittaukset tarkistettu 2.11.2012.

- [12] Fonselius, J., Rinkinen, J., Vilenius, M. KONEAUTOMAATIO HYDRAULIIKKA II. 3. painos. 2008, Tampereen Yliopistopaino Oy- Juvenes Print. 226s.

[13] D168 0411P, HIGH-PRESSURE PLUNGER PUMPS SERIES P81, SPECK Pumps (UK) Ltd, 4 s.

[14] General pump, Unloader operation [WWW], [viitattu 7.3.2012], Saatavissa: <http://www.generalspump.com/PDFs/Unloaders.pdf>

[15] Dunlop Hiflex. Korkeapaineletkut ja liittimet, luettelo 2010. [WWW]. [viitattu 22.2.2012]. Saatavissa: <http://www.dunlophiflex.fi/upload/?id=45cc081fc9ba6864309cb8e00457a3ea>

[16] John Deere, ENGINE PERFORMANCE CURVE, PowerTech™ PVX 4.5L Engine Model:4045HFC93, 4s.

[17] Suomen Standardoimisliitto SFS ry, Metalliteollisuuden Standardisointiyhdistys ry, SESKO ry, MTT Mittaus ja standardisointi (Vakola). Koneturvallisuuden standardit 2010. [WWW]. [viitattu 31.10.2011]. Saatavissa: <http://www.metsta.fi/adds/esite/kone.pdf>

[18] Governors America Corp. Actuators. [WWW]. [viitattu 7.3.2012]. <http://www.governors-america.com/actuators.html>

[19] SFS-EN 809 + A1. Pumput ja pumppuyksiköt nesteille. Yleiset turvallisuusvaatimukset = Pumps and pump units for liquids. Common safety requirements. Helsinki 2009. Suomen standardoimisliitto. 48 s.